

Searching PAJ

1/2 ページ

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-039762

(43)Date of publication of application : 10.02.1997

(51)Int.Cl.

B60T 8/24

B60T 8/58

(21)Application number : 07-196808

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 01.08.1995

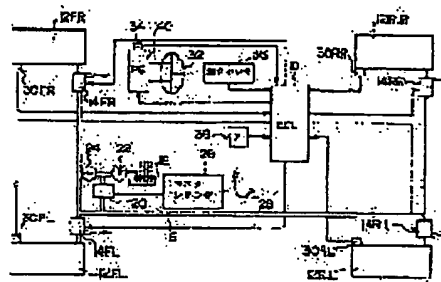
(72)Inventor : SUGIYAMA MIZUHO

(54) CONTROLLER FOR BEHAVIOR OF VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To stabilize behavior of a vehicle by determining an ideal steering angle during a braking force control and changing the characteristics of a steering mechanism such that the difference between an actual steering angle and the ideal steering angle during the braking force control is reduced.

SOLUTION: Output signals from wheel speed sensors 30FL to 30RR of wheels 12FL to 12RR, a steering angle sensor 34, a transverse G sensor 36 and a yaw rate sensor 38 are input into ECU10 to judge if a braking force control is conducted. When it is judged as YES, an estimated vehicle speed yaw rate is calculated from the wheel speed of a inside front wheel of swiveling and an ideal steering angle is calculated from a vehicle slip angle and an actual steering angle. A degree of over-steering is calculated from the ideal steering angle and the actual steering angle and the assist rate of steering force to be realized for the degree of over-steering is set. A map determining the assist rate to be realized for the degree of over-steering K is memorized in the ECU10.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.08.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3324347

[Date of registration] 05.07.2002

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision]

Searching PAJ

2/2 ページ

decision of rejection]

[Date of extinction of right]

ex. info...

ex. info...

ex. info...

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-39762

(43) 公開日 平成9年(1997)2月10日

(51) Int. Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 T 8/24 8/58			B 6 0 T 8/24 8/58	A

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願平7-196808

(22) 出願日 平成7年(1995)8月1日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 杉山 瑞穂

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 伊東 忠彦

公開特

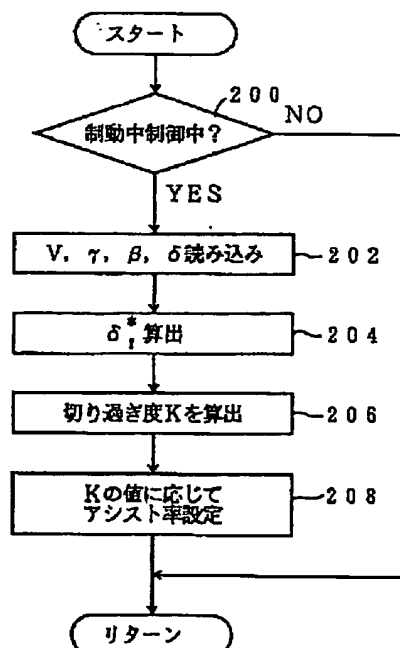
(54) 【発明の名称】 車両の挙動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 本発明は車両の走行状態に応じて各車輪の制動力を制御して車両挙動の安定化を図る車両の挙動制御装置に関し、制動力制御の実行中における不当な修正操舵を抑制することを目的とする。

【解決手段】 車両の走行時にヨーレート γ が過剰である場合は旋回外輪側前輪に制動力を発生させ、ヨーレート γ が不足している場合は後輪に制動力を発生させて車両挙動の安定化を図る。制動力制御の実行中に、車両の走行状態に応じた理想操舵角 δ^* を求める(ステップ200~204)。 δ^* と実操舵角 δ との偏差に対応する特性値 K を算出する(ステップ206)。 K が0から離れるほど、すなわち、 δ と δ^* との偏差が大きいくほど、パワーステアリング装置のアシスト率を低下させる(ステップ208)。

公開特



特 許 公 報

(2)

特開平9-39762

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の走行時に各車輪の制動力を制御して車両挙動の安定化を図る車両の挙動制御装置において、
操舵角を検出する操舵角検出手段と、
制動力制御中の理想の操舵角を求める理想操舵角検出手段と、
制動力制御中の実操舵角と、理想操舵角との偏差が小さくなるように、操舵機構の特性を変更する操舵特性変更手段と、
を備えることを特徴とする車両の挙動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両の挙動制御装置に係り、特に、車両の走行状態に応じて各車輪の制動力を制御することにより車両挙動の安定化を図る車両の挙動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、例えば特開平2-70561号公報に開示される如く、車両の走行状態に応じて各車輪の制動力を制御して、車両挙動の安定化を図る装置が知られている。車両の旋回時に、例えば、旋回外輪側に位置する前輪に制動力を与えれば、その制動力は車両の旋回を妨げるトルクとして車両に作用する。一方、旋回内輪側に位置する後輪に制動力を与えれば、その制動力は車両の旋回を助勢するトルクとして車両に作用する。

【0003】このように、各車輪に発生する制動力は、車両の旋回性に影響を与える。従って、車両の旋回状態に応じて各車輪の制動力を制御することにより、旋回速度が過剰である場合にはその旋回を抑制する方向のトルクを、また、旋回速度が不足している場合にはその旋回を助勢する方向のトルクを発生させることとすれば、旋回時における車両挙動の安定化を図ることができる。

【0004】上記従来の装置においては、車両の実ヨーレート（車両の旋回角速度） γ と、車速 V および操舵角 δ に対応する目標ヨーレート γ_0 との偏差 $\Delta\gamma$ が演算され、その $\Delta\gamma$ が“0”となるように各車輪の制動力が制御される。かかる制御によれば、車両の旋回時に、ほぼ目標ヨーレート γ_0 と等しい実ヨーレート γ を発生させることができ、安定した車両挙動を維持することができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】上記従来の装置において、車両挙動の安定化を目的とした制動力制御は、何ら車両制御が行われなかつれば車両挙動が不安定となると推定される状況下で、安定した旋回状態を実現すべく実行される。この際、車両には、操舵輪の操舵角に応じた旋回トルクに加え、各車輪に適当に発生される制動力に起因する旋回トルクが作用する。このため、制動力制御の実行中は、操舵角の変化が車両挙動に反映され難い

2

状況が形成される。かかる状況下では、運転者によって不必要に操舵角の切り増し、又は切り戻しが行われ、その結果、車両を安定に旋回走行させるために本来必要とされる理想操舵角に対して、実操舵角が過剰となる、又は不足する場合が生ずる。

【0006】車両挙動の安定化を図る制動力制御は、車両挙動が安定化した時点で停止される。この際、実操舵角と、理想操舵角との間に偏差があると、制動力制御が停止されると同時に、車両に作用する旋回トルクが急変し、車両挙動が再び不安定となる。

【0007】また、制動力制御の実行中に路面 μ が変化すると、制動力制御に起因して車両に作用していた旋回トルクに変化が生ずる。制動力制御に起因する旋回トルクが変化すると、操舵輪のコーナリングフォースが車両の旋回挙動に与える寄与度に変化が生ずる。このため、実操舵角と理想操舵角との間に偏差が存在する状況下で、制動力制御に起因する旋回トルクに変化が生ずると、その前後で車両挙動に変動が生ずる。

【0008】このように、制動力制御の実行中に、実操舵角と理想操舵角との間に偏差が生ずると、制動力制御の停止時、路面 μ の変化時等に車両挙動が不安定になり易い。これに対して、上記従来の装置は、上述の如く制動力制御の実行中に、実操舵角と理想操舵角との間に偏差を発生させ易い特性を有している。この点、上記従来の装置は、車両挙動の安定化を図るうえで未だ改良の余地を残すものであった。

【0009】本発明は、上述の点に鑑みてなされたものであり、車両挙動の安定化を目的とした制動力制御の実行中に、実操舵角が、車両の走行状態に対する理想操舵角に整合され易い操舵特性を実現することで、上記の課題を解決する車両の挙動制御装置を提供することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記の目的は、車両の走行時に各車輪の制動力を制御して車両挙動の安定化を図る車両の挙動制御装置において、操舵角を検出する操舵角検出手段と、制動力制御中の理想の操舵角を求める理想操舵角検出手段と、制動力制御中の実操舵角と、理想操舵角との偏差が小さくなるように、操舵機構の特性を変更する操舵特性変更手段と、を備える車両の挙動制御装置により達成される。

【0011】本発明において、前記理想操舵角検出手段は、制動力制御の実行中に、車両の走行状態に対する理想操舵角を検出する。また、操舵特性変更手段は、その理想操舵角と、操舵角検出手段によって検出される実操舵角との偏差が小さくなるように、操舵機構の特性を変更する。かかる構成によれば、制動力制御中における実操舵角が、理想操舵角に整合し易くなる。

【0012】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の一実施例のシス

50

(3)

特開平9-39762

3

テム構成図を示す。本実施例のシステムは、後述する電子制御ユニット（ECU）10によって制御されている。図1において12FL、12FR、12RL、12RRは、それぞれ車両の左前輪、右前輪、左後輪、右後輪を示す。4つの車輪12FL、12FR、12RL、12RRには、それぞれ図示しないホイールシリンダが組み込まれている。

【0013】それぞれのホイールシリンダは、油圧が供給された際に、その油圧に応じた制動トルクを発生する。車輪12FL、12FR、12RL、12RRのホイールシリンダには、それぞれ油圧制御弁14FL、14FR、14RL、14RR（以下、これらを総称する場合10には、符号14を付して表す）が接続されている。また、油圧制御14には、油圧通路16およびリザーバタンク18が連通している。油圧制御弁14は、外部から供給される信号に応じて作動する2位置弁であり、ホイールシリンダと油圧通路16とを連通する増圧位置と、ホイールシリンダとリザーバタンク18とを連通する減圧位置とを実現する。

【0014】油圧通路16には、油圧源切り換え弁20が連通している。油圧源切り換え弁20には、また、油圧ポンプ22およびアクチュエータ24からなる高压源と、マスタシリンダ26とが連通している。油圧源切り換え弁20は、外部から供給される信号に応じて作動する2位置弁であり、油圧通路16と油圧ポンプ22とを連通する制御実行位置と、油圧通路16とマスタシリンダ26とを連通する通常位置とを実現する。

【0015】油圧ポンプ22は、油圧切り換え弁20が制御実行位置とされる状況下で、ブレーキフルードをリザーバタンク22から汲み上げてアクチュエータ24側に圧送する。アクチュエータ24は、その際に生ずる油圧を蓄えて脈動の少ない安定した油圧を油圧切り換え弁20に供給する。このため、油圧切り換え弁20が制御実行位置である場合、油圧通路16には、油圧ポンプ22の吐出能力に応じた所定の油圧が導かれる。マスタシリンダ26は、ブレーキペダル28に加えられたブレーキ踏力に応じた油圧を発生する。従って、油圧切り換え弁20が通常位置である場合、油圧通路16には、ブレーキ踏力に応じた油圧が導かれる。

【0016】本実施例において、上述した油圧制御弁14、および油圧源切り換え弁20は、ECU10によって制御される。ECU10には、各車輪12FL、12FR、12RL、12RRそれぞれの車輪速 V_{FL} 、 V_{FR} 、 V_{RL} 、 V_{RR} （以下、これらを総称する場合には、車輪速 V と称す）を検出する車輪速センサ30FL、30FR、30RL、30RR（以下、これらを総称する場合には、符号30を付して表す）、ステアリングホイール32の操舵角 δ を検出する操舵角センサ34、車両に作用する横加速度 G_y を検出する横 G センサ36、および車両の重心回りに生ずる旋回角速度、すなわち、

4

車両のヨーレート γ を検出するヨーレートセンサ38が接続されている。

【0017】ステアリングホイール32は、油圧反力式パワーステアリング装置（以下、PS装置と称す）40に連結されている。以下、図2を参照して、PS装置40の構成について説明する。図2は、PS装置40のシステム構成図を示す。図2に示す如く、ステアリングホイール32は、ステアリングシャフト42の上端に固定されている。ステアリングシャフト42の下端は、バルブ機構44に連結されている。バルブ機構44の下端には、図示しないステアリングラックに係合されるピニオンギヤ46が固定されている。ステアリングホイールが操舵されると、その操舵力はステアリングシャフト42、バルブ機構44、及びピニオンギヤ46を介してステアリングラックに伝達される。従って、バルブ機構44には、操舵力に応じた振れトルクが作用する。

【0018】バルブ機構44の内部には、バルブ機構44に振れトルクが作用した際に、バルブ機構44内部に発生する振れ角の大きさに応じて絞り開度を変化させる絞り機構44aが内蔵されている。絞り機構44aの機能は、図2において一点鎖線の枠内に示す4つの絞り X 、 X' 、 Y 、 Y' を用いて表すことができる。これらの絞り X 、 X' 、 Y 、 Y' は、バルブ機構44に操舵トルクが入力されていない場合には、全ての絞り X 、 X' 、 Y 、 Y' が同等の開口面積となり、バルブ機構44に左操舵方向の操舵トルクが入力された場合には、絞り X 、 Y が拡大され、かつ絞り X' 、 Y' が縮小され、また、バルブ機構44に右操舵方向の操舵トルクが入力された場合には、絞り X' 、 Y' が拡大され、かつ絞り X 、 Y が縮小されるように構成されている。

【0019】絞り機構44aの上流側（絞り X 、 X' の上流側）は、オイルポンプ48の油液吐出口に連通している。また、絞り機構44aの下流側（絞り Y 、 Y' の下流側）は、リザーバタンク50に連通している。リザーバタンク50は、オイルポンプ48の油液吸入口に連通している。更に、絞り機構44aの、絞り X と絞り Y' とを連通する部分には、パワーシリンダ52の第1油圧室52aに通じる油圧通路54aが、また、絞り X' と絞り Y とを連通する部分には、パワーシリンダ52の第2油圧室52bに通じる油圧通路54bが、それぞれ連通している。

【0020】かかる構成によれば、ステアリングシャフト42に、何ら操舵トルクが付与されていない場合は、油圧通路54aに供給される油圧と油圧通路54bに供給される油圧とが等圧となり、その結果、パワーシリンダ52の第1油圧室52aと第2油圧室52bとに、等圧の油圧が導かれる。この場合、パワーシリンダ52には、何ら推力は発生しない。

【0021】これに対して、ステアリングシャフト42に操舵トルクが付与されると、絞り X 、 X' 、 Y 、 Y'

(4)

特開平9-39762

5

の状態が不均一となり、油圧通路54aと54bとに異なる油圧が供給される。この場合、パワーシリンダ52の第1油圧室52aと第2油圧室52bとに圧力差が生じ、パワーシリンダ52によって、その圧力差に応じた推力が発生される。

【0022】ところで、パワーシリンダ52は、ステアリングラックの軸方向に直列に設けられている。このため、パワーシリンダ52に生ずる水平方向の推力は、ステアリングラックを操舵方向に変位させる力として、すなわち、操舵補助力として作用する。本実施例の操舵制御装置においては、このようにして、ステアリングホイール32が操舵された際の操舵補助力を発生させている。

【0023】また、バルブ機構44には、バルブ機構44の振れ剛性を可変とするために油圧反力室が内蔵されている。油圧反力室は、油圧通路56を介して、オイルポンプ48をリザーバタンク50を連通する反力油圧通路58に連通されている。反力油圧通路58には、油圧通路56との連結部の下流側に、可変絞り60が設けられている。かかる構成によれば、可変絞りの開度が大きいほど、油圧通路56に導かれる油圧、すなわち、油圧反力室に導かれる油圧は高圧となり、一方、可変絞りの開度が小さいほど、油圧反力室に導かれる油圧は定圧となる。

【0024】バルブ機構44は、油圧反力室に導かれる油圧が高圧であるほど高い振れ剛性を示すように構成されている。従って、バルブ機構44は、可変絞り60の開度が大きい場合には低い振れ剛性を示し、また、可変絞り60の開度が小さい場合には高い振れ剛性を示す。バルブ機構44が高い振れ剛性を示すと、単位操舵力当たりの絞りX、X'、Y、Y'の開口面積変化量が小さくなる。従って、この場合は、パワーシリンダ52による操舵補助力が得難い操舵特性、すなわち、剛性感の高い操舵特性が実現される。一方、バルブ機構44の振れ剛性が低いと、単位操舵力当たりの絞りX、X'、Y、Y'の開口面積変化量が大きくなる。従って、この場合は、パワーシリンダ52による操舵補助力が得易い状態、すなわち、軽快感のある操舵特性が実現される。従って、本実施例のPS装置40によれば、可変絞り60の開度を調整することで、剛性感の高い操舵特性、及び軽快感を優先した操舵特性を、共に実現することができる。

【0025】次に、図3乃至図9を参照して、本実施例のシステムにおいて実行される、車両挙動の安定化を目的とした制動力制御の内容について説明する。図3は、左旋回中の車両を平面視で表した図を示す。図3において“C”は、車両の重心を表す。同図に示す如く、車両が左旋回を行っている場合、車両の重心C回りには、反時計回り方向にヨーレート γ が生ずる。車両の走行中に、車速Vや操舵角 δ に応じた適切なヨーレート γ が実現

6

されていれば、車両は安定な状態で旋回走行を行っているとして推定できる。これに対して、Vや δ に対して γ が過剰であれば、車両の旋回速度が過剰である、すなわち、車両がスピン傾向にあると推定でき、また、 γ が不足していれば、車両が適切に旋回していない、すなわち、車両がドリフトアウト傾向にあると推定できる。

【0026】ところで、車両の旋回中に、図3中に実線矢線で示す如く、旋回外輪側に位置する前輪FRが制動力 F_m を発生すると、その制動力 F_m は、重心Cに対して車両の旋回を妨げる方向のトルクとして作用する。従って、車両の旋回中に旋回外輪側の前輪12FL又は12FRに制動力を発生させれば、車両に発生しているヨーレート γ を抑制することができる。

【0027】一方、車両の旋回中に、図3中に破線矢線で示す如く、後輪12RL、12RRに制動力 F_m を発生させると、車両の重心が前輪12FL、12FR側に移行して、旋回方向内方へ向かう求心力が増加する。また、旋回内輪側に位置する後輪RLが発生する制動力 F_m は、重心Cに対して車両の旋回を助勢する方向のトルクとして作用する。従って、車両の旋回中に後輪12RL、12RRに制動力を発生させれば、ヨーレート γ を助勢することができる。

【0028】そこで、本実施例のシステムでは、車両の旋回走行中に挙動推定を行い、推定した挙動に応じて、車両がドリフトアウト傾向であると判断される場合には、後輪12RL、12RRのホイールシリンダに適当な油圧を供給し、また、車両がスピン傾向である場合には、旋回外輪側の前輪12FL又は12FR（以下、fo utと称す）のホイールシリンダに、適当な油圧を供給することにより、車両挙動の安定化を図ることとしている。

【0029】本実施例においては、車両の挙動が安定しているか否かを判定する基準として、スピン度SVおよびドリフト度DVなる概念を導入している。スピン度SVは旋回時におけるオーバーステア傾向の度合いであり、ドリフト度DVは旋回時におけるアンダーステア傾向の度合いである。以下、図4を参照して、それらを求める手法について説明する。

【0030】図4は、車両の旋回時における挙動を推定するために用いる4輪車の等価的な2輪車モデルを示す。図4において、Cは車両の重心、Vは車体速度、 β は車軸に対する重心の進行方向角度（以下、車体スリップ角と称す）、 β_f は前輪のスリップ角、 β_r は後輪のスリップ角、 γ は重心回りのヨーレート、 F_f は前輪12FL、12FRのコーナリングフォースの合力、 F_r は後輪12RL、12RRのコーナリングフォースの合力、 δ は操舵角、aは前輪車軸と重心Cとの距離、bは後輪車軸と重心Cとの距離を、それぞれ示している。

【0031】図4に示す2輪車モデルにおいて、車両重量をmとすると、重心Cを通るY軸上で、次式に示す運動方程式が成立する。

50

(5)

特開平9-39762

7

$$mV(d\beta/dt + \gamma) = Ff + Fr$$

上記(1)式中左辺第1項($mV \cdot d\beta/dt$)は、車両の重心Cに作用する並進方向の加速度($V \cdot d\beta/dt$)と車両重量(m)との乗算値である。また、(1)式中左辺第2項($mV\gamma$)は、車両に作用する遠心力である。それらの合計値は車両に作用する横力の合計値とな*

$$Gy = (Ff + Fr) / m$$

上記(1)式、及び(2)式を整理すると、並進加速度($V \cdot d\beta/dt$)は、次式の如く表すことができる。 ※

$$V \cdot d\beta/dt = Gy - V \cdot \gamma$$

従って、車両のスリップ角 β の変化率 $d\beta/dt$ 、及びス*

$$d\beta/dt = (Gy/V) - \gamma$$

$$\beta = \int \{ (Gy/V) - \gamma \} dt$$

上記(4)式、及び(5)式で用いられるパラメータ Gy 、 V 、 γ は、それぞれ横Gセンサ36、車輪速センサ30、ヨーレートセンサ38によって実測することができる。従って、本実施例のシステムによれば、車両のスリップ角 β 、及びその変化率 $d\beta/dt$ は、正確に演算することができる。

【0034】ところで、車両のスリップ角 β は、車両の 20 旋回速度が高速であるほど大きな値となるパラメータである。従って、その値が大きいほど、車両挙動がスピン☆

$$SV = k_1 \cdot \beta + k_2 \cdot d\beta/dt$$

一方、ドリフト度DVは、ヨーレート γ に基づいて定義している。すなわち、車両がニュートラルステア状態で安定に旋回している場合、重心C回りには、操舵角 δ および車速Vに応じたヨーレート γ が発生する。従って、ヨーレートセンサ38により測定される実ヨーレート γ が、操舵角 δ および車速Vから想定されるヨーレートに対して小さい場合には、車両挙動がドリフト傾向である ◆30

$$DV = k_3 \cdot \Delta\gamma$$

本実施例において、ECU10は、上記の手法に従ってスピン度SV、及びドリフト度DVを演算し、その演算結果に基づいて各車輪の制動力を制御することで、旋回走行時の車両挙動の安定化を図っている。図5及び図6は、かかる機能を実現すべくECU10が実行する制動力制御ルーチンのフローチャートの一例を示す。

【0037】図5に示す如く、本ルーチンが起動されると、まずステップ100において、本ルーチンの実行に必要とされる各種パラメータが読み込まれる。具体的には、車両に作用する横加速度 Gy およびヨーレート γ 、車両の速度V、及び操舵角 δ が読み込まれる。

【0038】ステップ102では、上記(4)式に従って、車体スリップ角 β の変化率 $d\beta/dt = (Gy/V) - \gamma$ が演算される。また、ステップ104では、上記

(5)式に従って、すなわち、上記ステップ102の演算値を積分することで、車体スリップ角 $\beta = \int \{ (Gy/V) - \gamma \} dt$ が演算される。そして、ステップ106において、それらの演算値を上記(6)式に代入することにより、スピン度 $SV = k_1 \cdot \beta + k_2 \cdot d\beta/dt$ が 50

8

$$\dots (1)$$

*り、右辺に表される $Ff + Fr$ と均衡する。

【0032】車両に作用する横力の合計値が $Ff + Fr$ であると、車両に作用する横方向加速度 Gy は次式の如く表すことができる。

$$\dots (2)$$

※【0033】

$$\dots (3)$$

★リップ角 β は、それぞれ以下の如く表すことができる。

$$\dots (4)$$

$$\dots (5)$$

☆傾向である判断することができる。また、スリップ角 β の変化率 $d\beta/dt$ は、車両の旋回速度が急激に増大される際に大きな値となるパラメータである。従って、その値が大きいほど、車両がスピン傾向にあると判断することができる。そこで、本実施例においては、スピン度SVを、定数 k_1 、 k_2 を用いて次式の如く定義している。

【0035】

$$\dots (6)$$

◆と判断することができる。そこで、本実施例においては、操舵角 δ 及び車速Vとの関係で決定される目標ヨーレート γ_0 と、実際に車両に作用する実ヨーレート γ との偏差 $\Delta\gamma$ 、及び定数 k_3 を用いて、次式の如くドリフト度DVを定義している。

【0036】

$$\dots (7)$$

演算される。

【0039】ステップ108では、車速V、および操舵角 δ に対応する目標ヨーレート γ_0 を求める処理が実行される。ECU10には、Vおよび δ との関係で目標ヨーレート γ_0 を定めたマップが記憶されており、本ステップでは、そのマップを検索することにより γ_0 が演算される。次にステップ110では、上記の如く求めた目標ヨーレート γ_0 と、上記ステップ100で読み込んだ実ヨーレート γ との偏差 $\Delta\gamma = \gamma_0 - \gamma$ が演算される。そして、ステップ112において、 $\Delta\gamma$ を上記(7)式に代入することにより、ドリフト度 $DV = k_3 \cdot \Delta\gamma$ が演算される。

【0040】上述の如く車両のスピン度SVおよびドリフト度DVを演算したら、それらの値に基づいて、旋回走行時の車両挙動を安定させるための制動力制御が実行される。すなわち、ステップ114では、車両がスピン傾向である場合を想定して、旋回外輪側の前輪 f_{out} で実現すべき目標スリップ率 S_{ofout} が、スピン度SVに基づいて演算される。

9

【0041】上述の如く、旋回外輪側の前輪foutが発生する制動力は、ヨーレート γ を抑制するトルクとして車両に作用する。従って、旋回外輪側の前輪foutに、スピン度SVに応じた制動力が発生させれば、適切に車両のスピン傾向を抑制することができる。

【0042】ところで、制動時において車輪には、その車輪のスリップ率に応じた制動力が発生する。すなわち、車輪の制動力は、車輪に作用するブレーキトルクによってタイヤと路面とにスリップが生ずることにより発生される。そして、その制動力は、タイヤの特性に応じた所定のスリップ率（以下、限界スリップ率と称す）で最大値を示し、限界スリップ率以下の領域では、ほぼスリップ率に比例した値となる。従って、制動力制御を行う場合、スリップ率が限界スリップ率を超えないようにブレーキ油圧の制御を行うことで、常に車輪のグリップ状態を適正に維持することができる。また、スリップ率が限界スリップ率を超えない領域では、スリップ率が目標値となるようにブレーキ油圧を制御することで、タイヤと路面との間に発生する制動力を精度良く制御することができる。

【0043】このため、本実施例においては、各車輪の制動力を各車輪のスリップ率に基づいて制御することとしている。上記の理由により、ステップ114では、スピン度SVに基づいて、旋回外輪側の前輪foutで実現すべき目標スリップ率 S_{fout} が算出される。

【0044】上記ステップ114では、具体的には、スピン度SVで図7に示すマップを検索することで目標スリップ率 S_{fout} が算出される。車両が安定旋回走行中であっても、スピン度SVが小さな値で算出される場合があることから、目標スリップ率マップは、所定値SV以下の領域が不感帯とされている。また、タイヤの限界スリップ率を超える目標スリップ率 S_{fout} が算出されるのを防止するため、目標スリップ率マップは、所定値SV、以上の領域では目標スリップ率 S_{fout} が飽和するように設定されている。

【0045】図6に示すマップに従って目標スリップ率 S_{fout} が設定され、旋回外輪側の前輪foutでそのスリップ率が実現された場合、SV < SVの領域では、車両のスピン傾向の度合いに応じて、そのスピン傾向を抑制する方向に適切な大きさの制動力が発生されることになる。

【0046】また、ステップ116では、車両がドリフト傾向である場合を想定して、旋回外輪側の後輪12RL又は12RR（以下、routと称す）、及び旋回内輪側の後輪12RL又は12RR（以下、rinと称す）で実現すべき目標スリップ率 S_{rout} 、 S_{rin} がドリフト度DVに基づいて演算される。上述の如く、後輪12RL、12RRが発生する制動力は、旋回走行時において車両の求心力を増大させる力として車両に作用する。従って、旋回外輪側の後輪rout及び旋回内輪側の後輪rin

(6)

特開平9-39762

10

それぞれに、ドリフト度DVに応じた制動力が発生させれば、適切に車両のドリフト傾向を抑制することができる。

【0047】本ステップ116では、旋回外輪側の後輪routで実現すべき目標スリップ率 S_{rout} が図8に示すマップに従って、また、旋回内輪側の後輪rinで実現すべき目標スリップ率 S_{rin} が図9に示すマップに従ってそれぞれ演算される。図8および図9に示すマップは、上記図7に示すマップと同様の理由により、DV ≤ DVの領域が不感帯として設定されていると共に、DV < DVの領域では目標スリップ率 S_{rout} 、 S_{rin} が飽和するように設定されている。

【0048】これらのマップに従って目標スリップ率 S_{rout} 、 S_{rin} が設定され、旋回外輪側の後輪routおよび旋回内輪側の後輪rinで、それぞれそのスリップ率が実現された場合、DV < DVの領域では、車両のドリフト傾向の度合いに応じて、そのドリフト傾向を抑制する方向に、適当な大きさの制動力が発生されることになる。

【0049】上記の処理が終了したら、次にステップ118において、車両の旋回方向が特定される。ヨーレートセンサ38は、車両の旋回方向に応じて符号の異なるヨーレート信号を出力する。本ステップでは、その符号に基づいて車両の旋回方向が特定される。このようにして旋回方向が特定されると、その結果に基づいて、旋回外輪、及び旋回内輪が決定される。

【0050】ステップ118の処理が終了したら、次に図6に示すステップ120の処理が実行される。ステップ120では、車輪速センサ30の出力信号に基づいて、推定車体速Vが演算される。上述の如く、本実施例のシステムでは、車両の旋回走行時に、旋回外輪側の前輪fout及び左右の後輪rout、rinに制動力を発生させて車両挙動の安定化を図る。従って、これら旋回外輪側の前輪fout及び左右の後輪rout、rinの車輪速V_rと、車体速度との間には多少の差異が発生する。これに対して、旋回内輪側の前輪12FL又は12FR（以下、finと称す）は、制動力を発生することがない。従って、旋回内輪側の前輪finの車輪速V_rは、常に車体速と対応した値となる。このため、ステップ120では、旋回内輪側の前輪finの車輪速V_{in}又はV_{in}を基に推定車体速Vが演算される。

【0051】上記の処理を終えたら、次にステップ122において、旋回外輪側の前輪foutに対して設定された目標スリップ率 $S_{\text{fout}} > 0$ が成立するか否かが判別される。車両のスリップ傾向が強く、所定値（図7に示すSV）を超えるスリップ度SVが検出されている場合は本ステップの条件が成立する。この場合、以後ステップ124の処理が実行される。一方、車両のスリップ傾向が弱く、SVが所定値に満たない場合は本ステップの条件が不成立となる。この場合、以後ステップ124お

50

(7)

特開平9-39762

11

よび126がジャンプされ、ステップ128の処理が実行される。

【0052】ステップ124では、旋回外輪側の前輪f_{out}の理論車輪速V_{f_{out}}が演算される。理論車輪速V_{f_{out}}は、車両が推定車輪速Vで旋回走行している場合に、旋回外輪側の前輪f_{out}に発生すると推定される車輪速であり、推定車輪速Vに基づいて演算される。尚、旋回外輪側の前輪f_{out}に、かかる車輪速V_{f_{out}}が発生している場合、その車輪のスリップ率は“0”となる。

【0053】上記の処理を終えたら、次にステップ126において、前輪f_{out}の制動力をコントロールするための処理が実行される。具体的には、先ず理論車輪速V_{f_{out}}と現実の車輪速V_{f_{out}}とに基づいて、旋回外輪側の前輪f_{out}のスリップ率S_{f_{out}} = $(1 - V_{f_{out}} / V_{f_{out}}) \times 100$ が演算される。次いで、そのスリップ率S_{f_{out}}が目標スリップ率S_{0_{f_{out}}}と一致するように、旋回外輪側の前輪f_{out}に供給するブレーキ油圧が制御される。かかる制御が実行されると、旋回外輪側の前輪f_{out}では、目標スリップ率S_{0_{f_{out}}}を伴う制動状態が実現される。

【0054】ステップ126の処理が終了したら、次にステップ128において、旋回外輪側の後輪r_{out}に対して設定された目標スリップ率S_{0_{r_{out}}} > 0が成立するかが判別される。車両のドリフト傾向が強く、所定値(図8に示すDV₀)を超えるドリフト度DVが検出されている場合は本ステップの条件が成立する。この場合、以後ステップ130の処理が実行される。一方、車両のドリフト傾向が弱く、DVが所定値に満たない場合は本ステップの条件が不成立となる。この場合、以後ステップ130および132がジャンプされ、ステップ134の処理が実行される。

【0055】ステップ130では、旋回外輪側の後輪r_{out}の理論車輪速V_{r_{out}}が演算される。理論車輪速V_{r_{out}}は、車両が推定車輪速Vで旋回走行している場合に、旋回外輪側の後輪r_{out}に発生すると推定される車輪速であり、推定車輪速Vに基づいて演算される。尚、旋回外輪側の後輪r_{out}に、かかる車輪速V_{r_{out}}が発生している場合、その車輪のスリップ率は“0”となる。

【0056】上記の処理を終えたら、次にステップ132において、後輪r_{out}の制動力をコントロールするための処理が実行される。具体的には、先ず理論車輪速V_{r_{out}}と現実の車輪速V_{r_{out}}とに基づいて、旋回外輪側の後輪r_{out}のスリップ率S_{r_{out}} = $(1 - V_{r_{out}} / V_{r_{out}}) \times 100$ が演算される。次いで、そのスリップ率S_{r_{out}}が目標スリップ率S_{0_{r_{out}}}と一致するように、旋回外輪側の後輪r_{out}に供給するブレーキ油圧が制御される。かかる制御が実行されると、旋回外輪側の後輪r_{out}では、目標スリップ率S_{0_{r_{out}}}を伴う制動状態が実現される。

【0057】ステップ132の処理が終了したら、次に

12

ステップ134へ進み、旋回内輪側の後輪r_{in}に対して設定された目標スリップ率S_{0_{r_{in}}} > 0が成立するかが判別される。その結果、上記条件が不成立である場合は、ステップ136および138がジャンプされ、今回のルーチンが終了される。一方、目標スリップ率S_{0_{r_{in}}} > 0なる条件が成立する場合は、以後ステップ136および138において、上記ステップ130および132と同様の処理が実行され、旋回内輪側の後輪r_{in}で目標スリップ率S_{0_{r_{in}}}を伴う制動状態が実現される。

【0058】上述の如く、ECU10によって図5及び図6に示すルーチンが実行されると、車両がスピン傾向である場合には、旋回外輪側の前輪f_{out}に適当な制動力が発生され、車両のスピン傾向が抑制される。一方、車両がドリフト傾向である場合は、左右の後輪r_{out}, r_{in}に適当な制動力が発生され、車両のドリフト傾向が抑制される。従って、本実施例のシステムを搭載する車両においては、旋回走行中に安定した車両挙動を実現することができる。

【0059】ところで、上述した制動力制御は、車両の旋回挙動が不安定化した際に、定常円旋回状態、すなわち、前輪と後輪とが適正な比率のコーナリングフォースを発生する状態を実現すべく実行される。従って、仮に操舵輪に過剰な操舵角δが与えられたとしても、また、操舵角δが不当に切り戻されたとしても、車両は定常円旋回状態を維持しようとする。このため、制動力制御の実行中は、操舵角δの変化が車両挙動に反映され難い状態となる。このように操舵角δの変化が車両挙動に反映され難い状況下では、車両を安定な状態で旋回させるために本来必要とされる理想操舵角に対して過剰な実操舵角δを発生させる、あるいは実操舵角δを不足させる、不必要なステアリング操舵が行われ易い。

【0060】そして、理想操舵角と実操舵角との間に偏差が生じている状況下で、例えば車両挙動が安定化した、すなわち、スピン度SV及びドリフト度DVが共に所定値以下に抑制されたと判断されて制動力制御が終了された場合、或いは、路面μが変化した場合等には、上述の如く、車両挙動が不安定となり易い。

【0061】このため、本実施例のシステムでは、制動力制御の実行中に、車両の走行状態に対応する理想操舵角δ^{*}を推定し、実操舵角δが理想操舵角δ^{*}とほぼ一致する領域ではPS装置40に大きな操舵補助力を発生させ、実操舵角δが理想操舵角δ^{*}から離間するほどPS装置40の操舵補助力を減少させることとしている。かかる構成によれば、制動力制御の実行が開始された後、理想操舵角δ^{*}から大きく離間した操舵角δを実現するためには、大きな操舵トルクをステアリングホイール32に入力することが必要となる。このため、本実施例のシステムによれば、制動力制御の実行中に不必要に操舵角δが切り増しされ、又は、切り戻されることを有効に防止することができる。

13

【0062】以下、上記の機能を実現するための具体的処理内容、すなわち、制動力制御の実行中に、車両の走行状態に対応した理論操舵角 δ^* を求めるための処理内容、及び、その理論操舵角 δ^* に基づいてPS装置40の特性を変更するための処理内容について説明する。

【0063】上記図4に示す車両モデルに示す如く、前輪のコーナリングフォースが F_f 、後輪のコーナリング*

$$F_f : F_r = b : a$$

ところで、車輪に発生するコーナリングフォースは、その車輪のスリップ角 β が限界スリップ角 β_c に達するまでは、ほぼスリップ角 β に比例して増大する。その比例定数をコーナリングパワーと称し、前輪のコーナリングパワーを C_f 、後輪のコーナリングパワーを C_r とすると、 $F_f = C_f \cdot \beta_f$ 、 $F_r = C_r \cdot \beta_r$ が成立する。

【0065】上記図4に示す車両モデルの如く、車両が重心C回りにヨーレート γ を発生させながら旋回している場合、前輪の速度ベクトル V_f は、旋回内方へ向かう大きさ $a \cdot \gamma$ のベクトルと車速 V のベクトルとの合成ベクトルと把握することができる。また、後輪の速度ベク※

$$\beta_f = \beta + a \cdot \gamma / V - \delta$$

$$\beta_r = \beta - b \cdot \gamma / V$$

従って、前輪のコーナリングフォース F_f 、及び後輪のコーナリングフォース F_r は、それぞれ次式(11)、★

$$F_f = C_f (\beta + a \cdot \gamma / V - \delta)$$

$$F_r = C_r (\beta - b \cdot \gamma / V)$$

上記(11)式、及び(12)式を上記(8)式の関係に当てはめると、次式(13)の関係式が成立する。また、式(13)を δ について解くと、次式(14)が得☆

$$a \cdot C_f (\beta + a \cdot \gamma / V - \delta) = b \cdot C_r (\beta - b \cdot \gamma / V)$$

$$\dots (13)$$

$$\delta = \{ a + (C_r / C_f) \cdot (b^2 / a) \} \gamma / V$$

$$+ \{ 1 - (C_r / C_f) \cdot (b / a) \} \beta \dots (14)$$

上記(14)式に示す δ は、定常円旋回状態を実現するための条件を満たす操舵角である。従って、制動力制御が開始され、車両が定常円旋回状態に制御された後に、上記(14)式の関係を満たす操舵角 δ が実現されれば、その後制動力制御が停止されても、或いは路面 μ が変動しても、車両は定常円旋回状態を維持することができる。このため、本実施例においては、上記(14)式の関係を満たす δ を、旋回走行中の理論操舵角 δ^* として用いている。

【0070】図10は、理想操舵角 δ^* と実操舵角 δ との関係を2次元座標上に表した図を示す。図10中に示す $\delta^* = \delta$ 直線は、実操舵角 δ が、理想操舵角 δ^* と一致する場合に実現される理想状態を表している。また、図10中、第1象限中 $\delta^* = \delta$ 直線下方の領域および第3象限中 $\delta^* = \delta$ 直線上方の領域は、実操舵角 δ が不足している領域を、第1象限中 $\delta^* = \delta$ 直線上方の領域および第3象限中 $\delta^* = \delta$ 直線下方の領域は、実操舵角 δ ◆

$$K = (\delta / \delta^*) - 1$$

(8)

特開平9-39762

14

*フォースが F_r 、前輪の車軸と重心Cとの距離が a 、後輪の車軸と重心Cとの距離が b であるとする、車両の定常円旋回時には、次式に示す関係が成立する。尚、制動力制御は、上述の如く、定常円旋回状態を実現すべく実行されるため、その制御の実行中は、下記(8)式に示す関係が成立していると推定される。

【0064】

$$\dots (8)$$

※トル V_r は、旋回外方へ向かう大きさ $b \cdot \gamma$ のベクトルと車速 V のベクトルとの合成ベクトルと把握することができる。

【0066】この場合、車速 V の方向と前輪の進行方向とがなす角、及び車速 V の方向と後輪の進行方向とがなす角は、それぞれ“ $a \cdot \gamma / V$ ”および“ $b \cdot \gamma / V$ ”と表すことができる。従って、前輪のスリップ角 β_f 、および後輪のスリップ角 β_r は、前輪の操舵角 δ と、車体スリップ角 β とを用いて、それぞれ次式(9)、(10)の如く表すことができる。

【0067】

$$\dots (9)$$

$$\dots (10)$$

★(12)の如く表すことができる。

【0068】

$$\dots (11)$$

$$\dots (12)$$

☆られる。

【0069】

◆が過剰である領域を、第2象限及び第4象限は操舵方向と理想操舵角 δ^* の方向とが反転している領域、すなわち、カウンターステア領域を、それぞれ表している。

【0071】図10において、 $\delta^* = \delta$ が成立する領域、すなわち理想領域は、 $\delta / \delta^* = 1$ が成立する領域である。また、図10に示す過剰領域は、 $\delta / \delta^* > 1$ が成立する領域である。更に、図10に示す不足領域およびカウンターステア領域は、 $\delta / \delta^* < 1$ が成立する領域である。従って、制動力制御の実行中に、実操舵角 δ 、及び理想操舵角 δ^* を求め、それらが、 $\delta / \delta^* = 1$ 、 $\delta / \delta^* > 1$ 、 $\delta / \delta^* < 1$ の何れの条件に合致しているかを判断すれば、操舵角の過不足状態を判断することができる。

【0072】尚、本実施例においては、後の処理を容易とするため、次式で表される切り過ぎ度 K なる特性値を導入して、操舵角の過不足を判断することとしている。

$$\dots (15)$$

15

すなわち、切り過ぎ度 K によれば、理想領域では $K=0$ 、過剰領域では $K>1$ 、不足領域およびカウンタステア領域では $K<1$ が成立する。従って、切り過ぎ度 K を用いた場合、 $K=0$ 、 $K>1$ 、 $K<1$ の何れが成立するかに応じて、より容易に操舵角の過不足を判断することができる。

【0073】図11は、制動力制御の実行中に、理想操舵角 δ^* を算出し、実操舵角 δ を理論操舵角 δ^* に整合させるべくPS装置40のアシスト率を変更するためにECU10が実行する制御ルーチンの一例のフローチャートを示す。図11に示すルーチンが起動すると、先ずステップ200において、何れかの車輪において制動力制御が実行されているかが判別される。その結果、何れかの車輪についても制動力制御が実行されていないと判断された場合には、何ら特別な処理を行う必要がないと判断し、そのまま今回の処理を終了する。一方、何れかの車輪において制動力制御が実行されていると判別された場合は、適切な操舵特性を実現すべく、ステップ202へ進む。

【0074】ステップ202では、本ルーチンの実行に必要な各種パラメータが読み込まれる。具体的には、上記図6に示すステップ120の処理で演算された推定車体速度 V 、ヨーレートセンサ38によって検出されたヨーレート γ 、上記図5に示すステップ104の処理で演算された車体スリップ角 β 、および操舵角センサ34によって検出される実操舵角 δ が読み込まれる。

【0075】上述した各種パラメータの読み込みが終了すると、次にステップ204において、上記ステップ202で読み込んだ V 、 γ 、及び β を上記(14)式に代入することで、理想操舵角 δ^* が算出される。次いで、ステップ206で、その理想操舵角 δ^* と、上記ステップ202で読み込まれた実操舵角 δ とが上記(15)式に代入され、切り過ぎ度 K が算出される。

【0076】以後、ステップ208において、 K に対して実現すべき操舵力のアシスト率が設定された後、今回のルーチンが終了される。ECU10は、切り過ぎ度 K に対して実現すべきアシスト率の大きさを規定したマップを記憶している。本ステップでは、そのマップを検索することでアシスト率が設定される。

【0077】図12は、ECU10が記憶するアシスト率マップの一例を示す。図12に示す如く、本実施例においては、切り過ぎ度 K が“0”である場合に、すなわち、実操舵角 δ が理論操舵角 δ^* と一致する場合にアシスト率がピーク値“1”に設定され、 K が“0”から離間するほど、すなわち、実操舵角 δ と理論操舵角 δ^* との偏差が大きくなるほどアシスト率が減少される。

【0078】ECU10は、上記の如く設定されたアシスト率に応じた駆動信号を、PS装置40の可変絞り60に供給する。その結果、バルブ機構44の油圧反力室には、上記ステップ208で設定されたアシスト率に

(9)

特開平9-39762

16

応する油圧が導かれ、PS装置40において、設定されたアシスト率に対応する操舵特性が実現される。

【0079】PS装置40のアシスト率が上述の如く設定される場合、運転者が実操舵角 δ と理論操舵角 δ^* との偏差が小さくなる方向の修正操舵を行う際には、徐々にアシスト力が高くなる。従って、かかる方向の修正操舵は容易に行うことができる。一方、運転者が実操舵角 δ と理論操舵角 δ^* との偏差が大きくなる方向の修正操舵を行う際には、徐々にアシスト力が低くなり、修正操舵を続行するためには、大きな操舵トルクが必要となる。従って、かかる方向に向かう、不必要な修正操舵が有効に防止される。

【0080】このように、本実施例のシステムによれば、制動力制御の実行中における操舵角 δ が、理論操舵角 δ^* に整合され易く、かつ、理論操舵角 δ^* から離間し難い。このため、本実施例のシステムによれば、制動力制御の停止前後、及び路面 μ の変化前後等を含めて、常に車両挙動を安定した状態に維持することができる。

【0081】ところで、上記の実施例においては、油圧反力室に導く油圧を制御することにより、バルブ機構の振れ剛性を変化させて所望の操舵特性を得ることとしているが、操舵特性を変更する手法はこれに限定されるものではない。図13及び図14は、操舵特性を変更する機構の他の実施例を示す。尚、図13及び図14において、上記図2に示す構成部分と同一の部分については、同一の符号を付してその説明を省略する。

【0082】図13は、本実施例のシステムに好適なPS装置の第2実施例を示す。図13に示すPS装置は、絞り機構44aを流通する油量を変化させることで操舵特性を変化させる流量制御式のPS装置である。本実施例のPS装置は、操舵特性を変化させる機構として、油圧通路62と、油圧通路62の途中に設けられた可変絞り64のみを備えている。

【0083】可変絞り64の開口面積が大きい場合は、オイルポンプ48から流出した油液が多量に油圧通路62を介してリザーバタンク50に流入する。この場合、絞り機構44aに振れトルクが作用した際に、パワーシリンダ52の第1油圧室52aと第2油圧室52bとの差圧が生じ難く、PS装置においてアシスト率の低い操舵特性が実現される。

【0084】一方、可変絞り64の開口面積が小さい場合は、オイルポンプ48から流出した油液が多量に油圧通路62を介してリザーバタンク50に流入する。この場合、絞り機構44aに振れトルクが作用した際に、パワーシリンダ52の第1油圧室52aと第2油圧室52bとの差圧が生じ易く、PS装置においてアシスト率の高い操舵特性が実現される。

【0085】このように、図13に示すPS装置によれば、可変絞り64の開口面積を大きくすることで、アシ

50

(10)

特開平9-39762

17

スト率を低下させ、また、可変絞り64の開口面積を小さくすることで、アシスト率を増加させることができる。従って、図13に示すPS装置によっても、上記図2に示すPS装置40と同様の機能を実現することができる。

【0086】図14は、本実施例のシステムに好適なPS装置の第3実施例を示す。図14に示すPS装置は、パワーシリンダ52に流入する油量およびパワーシリンダ52から流出する油量を変化させることで操舵特性を変化させるPS装置である。本実施例のPS装置は、操舵特性を変化させる機構として、油圧通路54a及び54bに、それぞれ可変絞り66及び68を備えている。

【0087】可変絞り66、68の開口面積が大きい場合は、油圧通路54aと54bとの間に差圧が生じた際にパワーシリンダ52に流入し、また、パワーシリンダ52から流出される油量が比較的多量となる。この場合、絞り機構44aに振れトルクが作用した際に、パワーシリンダ52の第1油圧室52aと第2油圧室52bとの差圧が生じ易く、PS装置においてアシスト率の高い操舵特性が実現される。

【0088】一方、可変絞り66、68の開口面積が小さい場合は、油圧通路54aと54bとの間に差圧が生じた際にパワーシリンダ52に流入し、また、パワーシリンダ52から流出される油量が比較的少量となる。この場合、絞り機構44aに振れトルクが作用した際に、パワーシリンダ52の第1油圧室52aと第2油圧室52bとの差圧が生じ難く、PS装置においてアシスト率の低い操舵特性が実現される。

【0089】このように、図14に示すPS装置によれば、可変絞り66、68の開口面積を大きくすることで、アシスト率を低下させ、また、可変絞り66、68の開口面積を小さくすることで、アシスト率を増加させることができる。従って、図14に示すPS装置によっても、上記図2に示すPS装置40と同様の機能を実現することができる。

【0090】尚、上述した実施例においては、操舵角センサ34が前記した操舵角検出手段に相当する。また、ECU10が上記ステップ204の処理を実行することにより前記した理想操舵角検出手段が、ECU10が上記ステップ208の処理を実行し、かつ、PS装置がアシスト率に応じた操舵特性を実現することにより、前記した操舵特性変更手段が、それぞれ実現される。

【0091】ところで、上述した実施例においては、制動力制御の実行中の理想操舵角を、安定旋回状態を実現する操舵角としているが、本発明はこれに限定されるものではなく、例えば、予定された走行ルートを走行するために実現すべき操舵角等を、理想操舵角として設定することも可能である。かかる機能は、例えば、GPSを用いたナビゲーションシステム等を用いて自車位置を検出し、車両前方に延びる車線データを地図データから読

18

み出し、その車線上を安定した挙動で走行するうえで最適な操舵角を演算することで、理想操舵角検出手段の機能を実現することができる。

【0092】

【発明の効果】上述の如く、本発明によれば、制動力制御の実行中における実操舵角が、車両の走行状態に対する理想操舵角に整合し易くなる。実操舵角と理想操舵角とが整合していると、制動力制御が停止された際、又は制動力制御の実行中に路面μが変化した際等に、車両挙動が急変することがない。このため、本発明に係る車両の挙動制御装置によれば、操舵輪のコーナリングフォースの車両挙動に対する寄与度が変化する場合においても、車両挙動を安定に維持することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例のシステム構成図である。

【図2】本発明の一実施例で用いるパワーステアリング装置の一例のシステム構成図である。

【図3】左旋回中の車両を平面視で表した図である。

【図4】車両の挙動解析に用いる2輪モデルを表す図である。

【図5】本発明の一実施例において実行される制動力制御ルーチンの一例のフローチャート（その1）である。

【図6】本発明の一実施例において実行される制動力制御ルーチンの一例のフローチャート（その2）である。

【図7】制動力制御ルーチンの実行に用いられるマップの第1例である。

【図8】制動力制御ルーチンの実行に用いられるマップの第2例である。

【図9】制動力制御ルーチンの実行に用いられるマップの第3例である。

【図10】理想操舵角 δ^* と実操舵角 δ との関係を2次元座標に表した図である。

【図11】本発明の一実施例において実行される操舵特性設定ルーチンの一例のフローチャートである。

【図12】操舵特性設定ルーチンの実行に用いられるマップの一例である。

【図13】本発明の一実施例で用いるパワーステアリング装置の第二の例のシステム構成図である。

【図14】本発明の一実施例で用いるパワーステアリング装置の第三の例のシステム構成図である。

【符号の説明】

10 電子制御ユニット（ECU）

12（12FL, 12FR, 12RL, 12RR）車輪

14（14FL, 14FR, 14RL, 14RR）油圧制御弁

20 油圧源切り換え弁

30（30FL, 30FR, 30RL, 30RR）車輪速センサ

32 ステアリングホイール

50

(11)

特開平9-39762

19

20

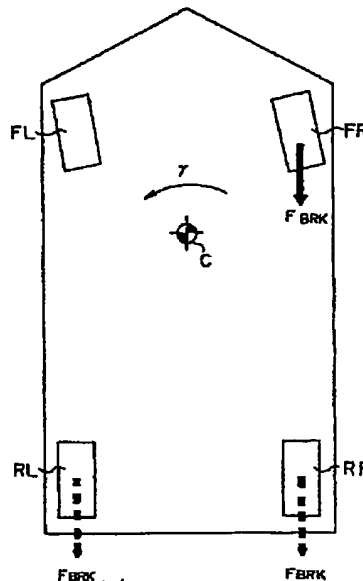
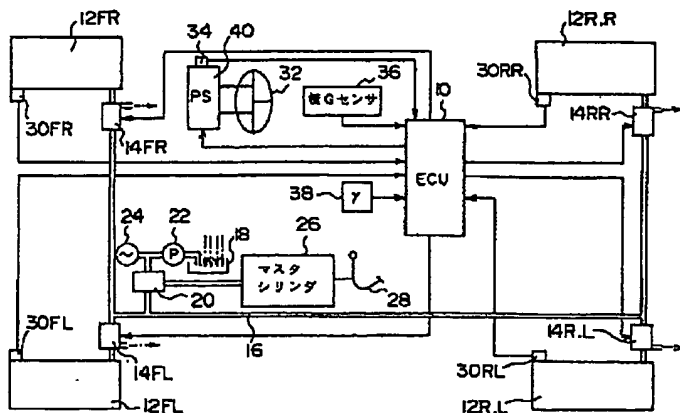
- 34 操舵角センサ
- 36 横加速度センサ
- 38 ヨーレートセンサ
- 40 パワーステアリング装置 (PS装置)

- * 44 バルブ機構
- 44a 絞り機構
- 60, 64, 66, 68 可変絞り

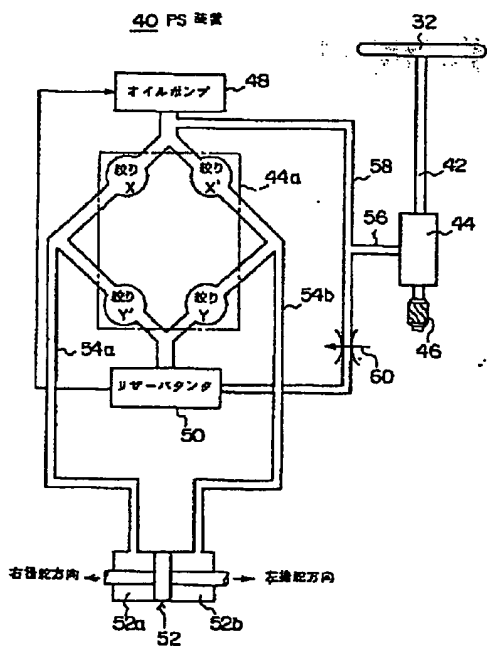
*

【図1】

【図3】

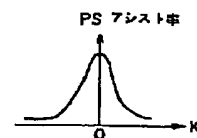
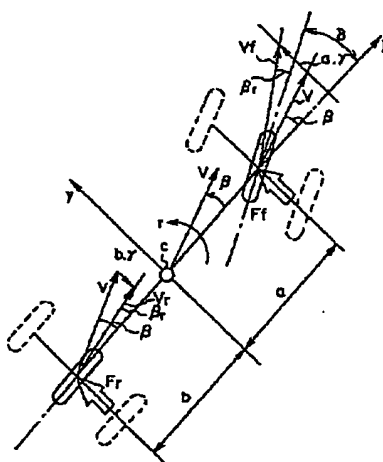


【図2】



【図4】

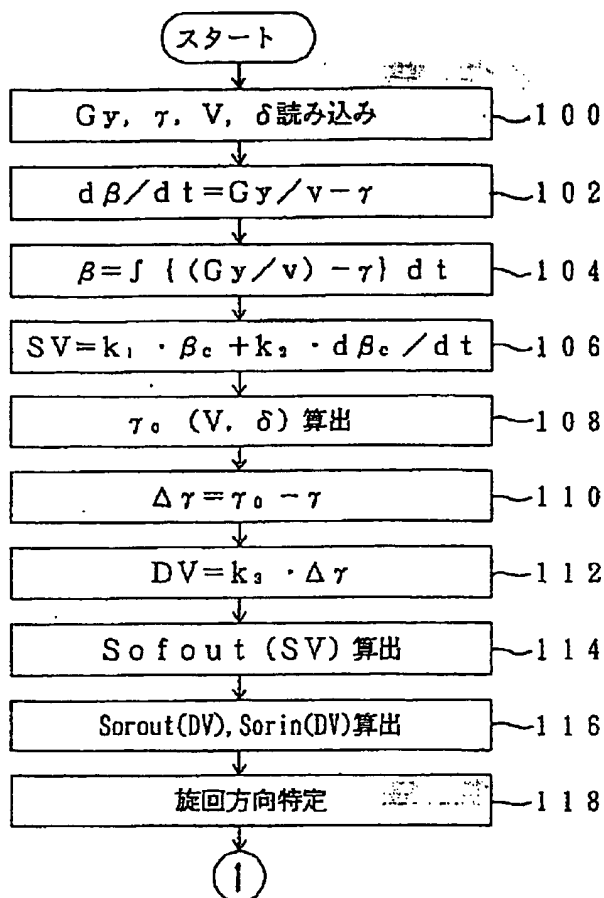
【図12】



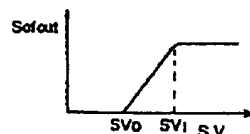
(12)

特開平9-39762

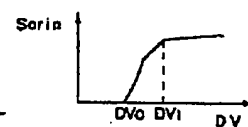
【図5】



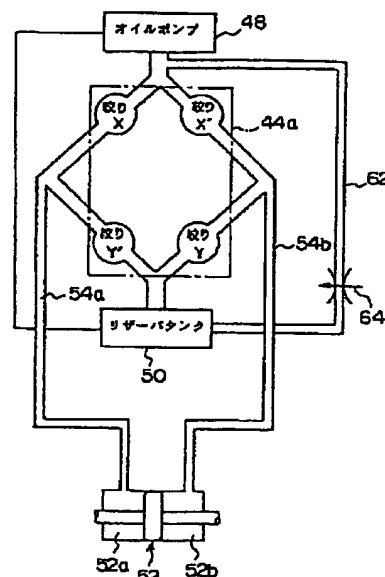
【図7】



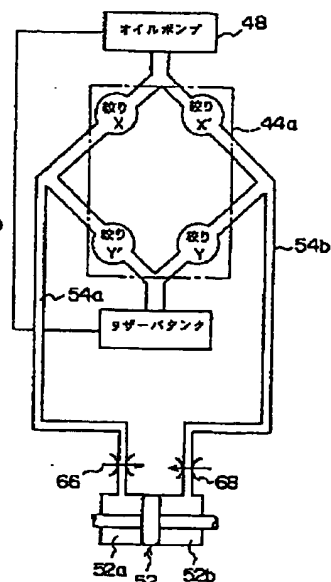
【図9】



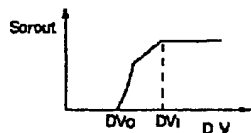
【図13】



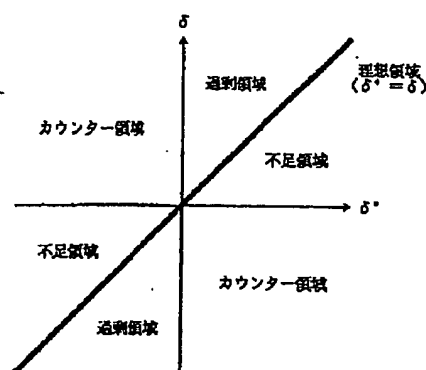
【図14】



【図8】



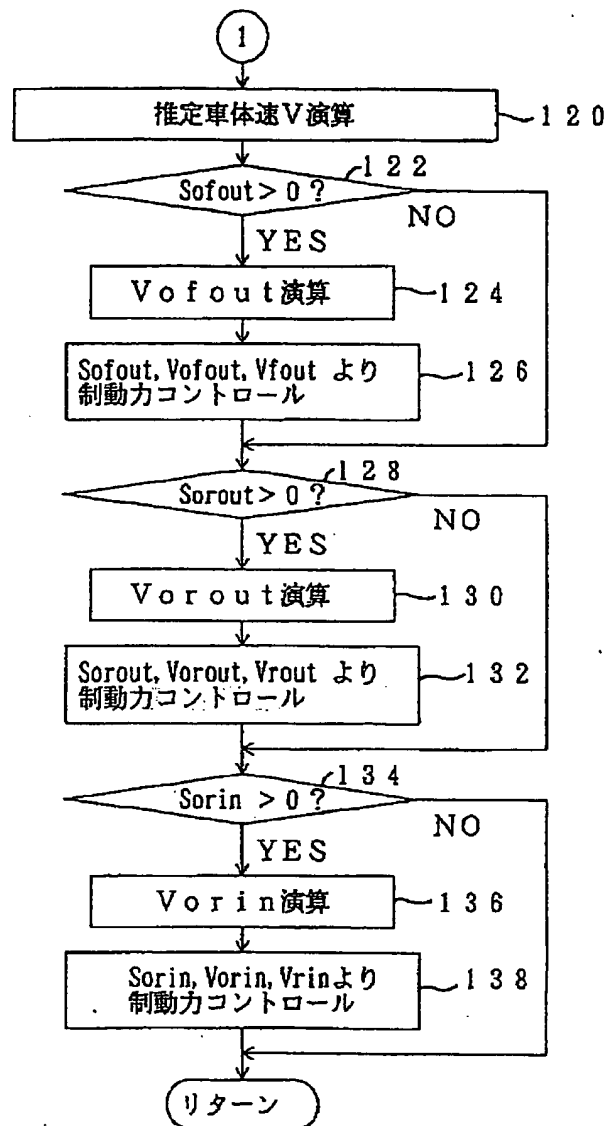
【図10】



(13)

特開平9-39762

【図6】

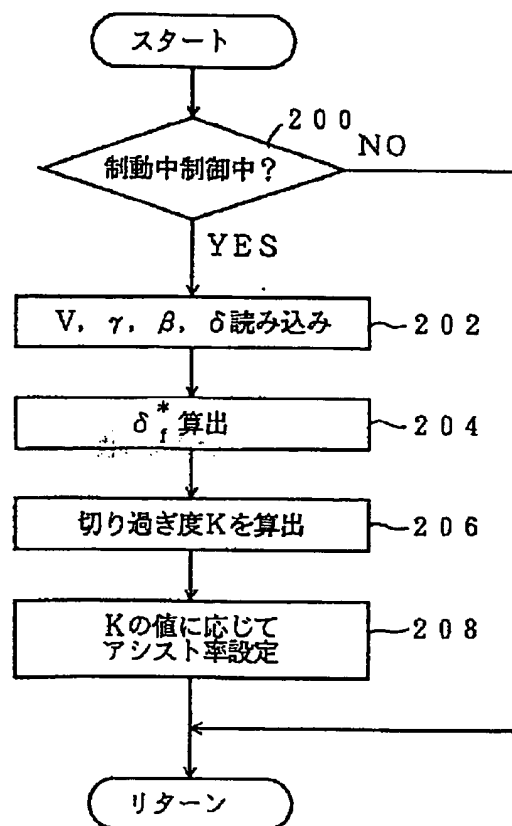


ガソリンエンジン

(14)

特開平9-39762

【図11】



* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the behavior control unit of a car, and relates to the behavior control unit of the car which attains stabilization of car behavior by controlling the damping force of each wheel especially according to the run state of a car.

[0002]

[Description of the Prior Art] Conventionally, the damping force of each wheel is controlled according to the run state of a car, and the equipment which attains stabilization of car behavior is known so that it may be indicated by JP,2-70561,A. If damping force is given to the front wheel located for example, in a revolution outer-ring-of-spiral-wound-gasket side at the time of revolution of a car, the damping force will act on a car as torque which bars revolution of a car. On the other hand, if damping force is given to the rear wheel located in a revolution inner-ring-of-spiral-wound-gasket side, it will act on a car, using the damping force as the torque which carries out the emancipation of the revolution of a car.

[0003] Thus, the damping force generated for each wheel affects the turnability of a car. Therefore, by controlling the damping force of each wheel according to the revolution condition of a car, when swing speeds run short the torque of the direction which controls the revolution when a swing speed is superfluous again, stabilization of generating the torque of the direction which carries out the emancipation of the revolution, then the car behavior at the time of revolution can be attained.

[0004] Target yaw rate γ_0 on the above-mentioned conventional equipment and corresponding to the real yaw rate (revolution angular velocity of a car) γ of a car, the vehicle speed V , and the steering angle δ Deflection $\delta\gamma$ calculates, and the damping force of each wheel is controlled so that the $\delta\gamma$ is set to "0." According to this control, it is the target yaw rate γ_0 mostly at the time of revolution of a car. The equal real yaw rate γ can be generated and the stable car behavior can be maintained.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] In the above-mentioned conventional equipment, damping force control aiming at stabilization of car behavior will be performed that the stable revolution condition should be realized under the situation that it is presumed that car behavior becomes unstable, supposing car control is not performed at all. Under the present circumstances, in addition to the revolution torque according to the steering angle of a steering wheel, the revolution torque resulting from the damping force generated suitably for each wheel acts on a car. For this reason, the situation that change of a steering angle is hard to be reflected in car behavior is formed during activation of damping force control. Under this situation, in order for the increase of the end or cut return of a steering angle to be superfluously performed by the operator, consequently to make stability carry out revolution transit of the car, to the ideal steering angle originally needed, a real steering angle becomes superfluous or the case where it runs short arises.

[0006] The damping force control which attains stabilization of car behavior stops, when car behavior is stable. Under the present circumstances, the revolution torque which acts on a car changes suddenly, and

car behavior becomes again unstable at the same time damping force control will be suspended, if deflection is between a real steering angle and an ideal steering angle.

[0007] Moreover, if a road surface μ changes during activation of damping force control, change will arise to the revolution torque which originated in damping force control and was acting on the car. If the revolution torque resulting from damping force control changes, change will arise in the contribution which the cornering force of a steering wheel gives to the revolution behavior of a car. For this reason, if change arises to the revolution torque resulting from damping force control under the situation that deflection exists between a real steering angle and an ideal steering angle, fluctuation will arise in car behavior before and behind that.

[0008] Thus, if deflection arises between a real steering angle and an ideal steering angle during activation of damping force control, car behavior will tend to become unstable at the time of change of a road surface μ etc. at the time of a halt of damping force control. On the other hand, the above-mentioned conventional equipment has like **** the property of being easy to generate deflection between a real steering angle and an ideal steering angle during activation of damping force control. This point and the above-mentioned conventional equipment were what still leaves the room of amelioration when attaining stabilization of car behavior.

[0009] This invention is made in view of an above-mentioned point, during activation of damping force control aiming at stabilization of car behavior, is realizing the steering property a real steering angle's tending to be adjusted by the ideal steering angle over the run state of a car, and aims at offering the behavior control unit of the car which solves the above-mentioned technical problem.

[0010]

[Means for Solving the Problem] In the behavior control unit of the car which the above-mentioned purpose controls the damping force of each wheel at the time of transit of a car, and attains stabilization of car behavior So that the deflection of a steering angle detection means to detect a steering angle, an ideal steering angle detection means to search for the steering angle of the ideal under damping force control, the real steering angle under damping force control, and an ideal steering angle may become small It is attained by the behavior control unit of a car equipped with a steering property modification means to change the property of a steering gear style.

[0011] In this invention, said ideal steering angle detection means detects the ideal steering angle over the run state of a car during activation of damping force control. Moreover, a steering property modification means changes the property of a steering gear style so that the deflection of the ideal steering angle and the real steering angle detected by the steering angle detection means may become small. According to this configuration, it becomes easy to adjust the real steering angle under damping force control on an ideal steering square.

[0012]

[Embodiment of the Invention] Drawing 1 shows the system configuration Fig. of one example of this invention. The system of this example is controlled by the electronic control unit (ECU) 10 mentioned later. In drawing 1, 12floor lines, 12FR, 12RL, and 12RR show the forward left ring of a car, a forward right ring, a left rear ring, and a right rear ring, respectively. The foil cylinder which is not illustrated, respectively is included in four wheel 12floor lines, 12FR, 12RL, and 12RR.

[0013] Each foil cylinder generates the damping torque according to the oil pressure, when oil pressure is supplied. Hydraulic-control-valve 14floor line, 14FR, 14RL, and 14RR (hereafter, in naming these generically, it attaches and expresses a sign 14) are connected to the foil cylinder of wheel 12floor line, 12FR, 12RL, and 12RR, respectively. Moreover, to the oil pressure control 14, the oil pressure path 16 and the reservoir tank 18 are open for free passage. A hydraulic control valve 14 is a two position valve which operates according to the signal supplied from the outside, and realizes the reduced pressure location which opens for free passage the boost location which opens a foil cylinder and the oil pressure path 16 for free passage, and a foil cylinder and the reservoir tank 18.

[0014] In the oil pressure path 16, the hydraulic-power-unit diverter valve 20 is open for free passage. To the hydraulic-power-unit diverter valve 20, the source of high pressure which consists of a hydraulic pump 22 and an accumulator 24, and the master cylinder 26 are open for free passage. The hydraulic-

power-unit diverter valve 20 is a two position valve which operates according to the signal supplied from the outside, and the normal position which opens for free passage the control activation location which opens the oil pressure path 16 and a hydraulic pump 22 for free passage, and the oil pressure path 16 and a master cylinder 26 is realized.

[0015] Under the situation of considering as a control activation location, the oil pressure diverter valve 20 pumps up brake Froude from the reservoir tank 22, and feeds a hydraulic pump 22 to an accumulator 24 side. An accumulator 24 stores the oil pressure produced in that case, and supplies the stable oil pressure with little pulsation to the oil pressure diverter valve 20. For this reason, when the oil pressure diverter valve 20 is a control activation location, the predetermined oil pressure according to the regurgitation capacity of a hydraulic pump 22 is led to the oil pressure path 16. A master cylinder 26 generates the oil pressure according to the brake treading strength applied to the brake pedal 28. Therefore, when the oil pressure diverter valve 20 is a normal position, the oil pressure according to brake treading strength is led to the oil pressure path 16.

[0016] In this example, the hydraulic control valve 14 mentioned above and the hydraulic-power-unit diverter valve 20 are controlled by ECU10. ECU10 -- each wheel 12 floor line, 12FR, 12RL, and 12RR - each wheel speed VWFL, VWFR, and VWRL and VWRR (hereafter, in naming these generically) wheel speed VW -- calling -- wheel speed sensor 30 floor line to detect, 30FR, 30RL, and 30RR (hereafter, in naming these generically) a sign 30 is attached -- it expresses by carrying out -- the steering angle sensor 34 which detects the steering angle delta of the steering foil 32, the horizontal G sensor 36 which detects the lateral acceleration Gy which acts on a car, and the revolution angular velocity produced in the circumference of the center of gravity of a car -- That is, the yaw rate sensor 38 which detects the yaw rate gamma of a car is connected.

[0017] The steering foil 32 is connected with oil pressure reaction force type power-steering equipment (PS equipment is called hereafter) 40. Hereafter, the configuration of PS equipment 40 is explained with reference to drawing 2. Drawing 2 shows the system configuration Fig. of PS equipment 40. As shown in drawing 2, the steering wheel 32 is being fixed to the upper limit of a steering shaft 42. The lower limit of a steering shaft 42 is connected with the valve mechanism 44. The pinion gear 46 which engages with the steering rack which is not illustrated is being fixed to the lower limit of a valve mechanism 44. Steering of the steering foil transmits the control force to a steering rack through a steering shaft 42, a valve mechanism 44, and a pinion gear 46. Therefore, according to a control force, it is twisted to a valve mechanism 44, and torque acts on it.

[0018] When it is twisted to a valve mechanism 44 and torque acts, diaphragm device 44a to which it extracts according to the magnitude of the twist angle generated in the valve-mechanism 44 interior, and opening is changed is built in the interior of a valve mechanism 44. The function of drawing device 44a can be expressed using four drawing X, X' and Y which are shown within the limit of an alternate long and short dash line in drawing 2, and Y'. When steering torque is not inputted into a valve mechanism 44, such drawing X, X', Y, and Y' When all drawing X, X', Y, and Y' becomes an equivalent opening area and the steering torque of the left steering direction is inputted into a valve mechanism 44 When drawing X and Y is expanded, diaphragm X' and Y' are reduced and steering TOKURU of the right steering direction is inputted into a valve mechanism 44, it is constituted so that diaphragm X' and Y' may be expanded and Diaphragms X and Y may be reduced.

[0019] The upstream (upstream of Diaphragm X and X') of drawing device 44a is open for free passage to the oil delivery of an oil pump 48. Moreover, the downstream (downstream of Diaphragm Y and Y') of diaphragm device 44a is open for free passage on the reservoir tank 50. The reservoir tank 50 is open for free passage to oil inhalation opening of an oil pump 48. Furthermore, into the part which oil pressure path 54a which leads to 1st oil pressure room 52a of a power cylinder 52 extracts as diaphragm X' again, and opens Y for free passage into the part which extracts as the diaphragm X of diaphragm device 44a, and opens Y' for free passage, oil pressure path 54b which leads to 2nd oil pressure room 52b of a power cylinder 52 is open for free passage, respectively.

[0020] According to this configuration, when steering torque is not given to a steering shaft 42 at all, the oil pressure supplied to oil pressure path 54a and the oil pressure supplied to oil pressure path 54b

become isotonic, consequently isotonic oil pressure is led to 1st oil pressure room 52a of a power cylinder 52, and 2nd oil pressure room 52b. In this case, in a power cylinder 52, a thrust is not generated at all.

[0021] On the other hand, if steering torque is given to a steering shaft 42, the condition of Diaphragm X, X', Y, and Y' will become uneven, and oil pressure which is different to the oil pressure paths 54a and 54b will be supplied. In this case, differential pressure arises in 1st oil pressure room 52a of a power cylinder 52, and 2nd oil pressure room 52b, and the thrust according to that differential pressure is generated by the power cylinder 52.

[0022] By the way, the power cylinder 52 is formed in the shaft orientations of a steering rack at the serial. For this reason, the horizontal thrust produced in a power cylinder 52 acts as the force to which the variation rate of the steering rack is made to carry out in the steering direction, i.e., steering auxiliary force. In the steering control unit of this example, the steering auxiliary force at the time of a steering wheel 32 being steered is generated.

[0023] Moreover, in order to make twist rigidity of a valve mechanism 44 adjustable, the oil pressure reaction force room is built in the valve mechanism 44. The oil pressure reaction force room is opened for free passage in the oil pump 48 through the oil pressure path 56 by the reaction force oil pressure path 58 which opens the reservoir tank 50 for free passage. The variable aperture 60 is formed in the reaction force oil pressure path 58 at the downstream of the connection section with the oil pressure path 56. According to this configuration, the oil pressure led to the oil pressure path 56, so that the opening of a variable aperture is large, i.e., the oil pressure led to an oil pressure reaction force room, turns into high pressure, and on the other hand, the oil pressure led to an oil pressure reaction force room turns into constant pressure, so that the opening of a variable aperture is small.

[0024] The valve mechanism 44 is constituted so that such high twist rigidity that the oil pressure led to an oil pressure reaction force room is high pressure may be shown. Therefore, a valve mechanism 44 shows low twist rigidity, when the opening of a variable aperture 60 is large, and when the opening of a variable aperture 60 is small, it shows high twist rigidity. If twist rigidity with an expensive valve mechanism 44 is shown, the opening area variation of drawing X [per unit control force], X', Y, and Y' will become small. Therefore, the steering property, i.e., the high steering property of a feeling of rigidity, that the steering auxiliary force by the power cylinder 52 is difficult to get is realized in this case. On the other hand, if the twist rigidity of a valve mechanism 44 is low, the opening area variation of drawing X [per unit control force], X', Y, and Y' will become large. Therefore, the condition which the steering auxiliary force by the power cylinder 52 tends to acquire, i.e., the steering property that a light feeling is, is realized in this case. Therefore, according to the PS equipment 40 of this example, the high steering property of a feeling of rigidity and the steering property which gave priority to the light feeling are [both] realizable by adjusting the opening of a variable aperture 60.

[0025] Next, with reference to drawing 3 thru/or drawing 9 , the contents of damping force control aiming at stabilization of the car behavior performed in the system of this example are explained.

Drawing 3 shows drawing which expressed the car under anticlockwise rotation with plane view. In drawing 3 , "C" expresses the center of gravity of a car. As shown in this drawing, when the car is rotating anticlockwise, the yaw rate γ arises in the direction of a counterclockwise rotation at the circumference of the center of gravity C of a car. If suitable YORETO γ according to the vehicle speed V and the steering angle δ is realized during transit of a car, it can be presumed that the car is performing revolution transit in the stable condition. On the other hand, if it can presume in a spin inclination that the swing speed of a car of a car is superfluous if γ is superfluous to V or δ and γ is insufficient, a car can presume that the car is not circling in a drift out inclination appropriately.

[0026] By the way, the front wheel FR located during revolution of a car at a revolution outer-ring-of-spiral-wound-gasket side as a continuous-line arrow shows in drawing 3 is damping force FBRK. If it generates, it is the damping force FBRK. It acts as torque of the direction which bars revolution of a car to a center of gravity C. Therefore, if front-wheel 12floor line or 12FR by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is made to generate damping force during revolution of a car, the yaw rate

gamma generated on the car can be controlled.

[0027] On the other hand, as a broken-line arrow shows in drawing 3 during revolution of a car, it is damping force FBRK to rear wheel 12RL and 12RR. If it is made to generate, the center of gravity of a car will shift to the front-wheel 12floor line and 12FR side, and the centripetal force which goes to the method of the inside of the revolution direction will increase. Moreover, damping force FBRK which the rear wheel RL located in a revolution inner-ring-of-spiral-wound-gasket side generates It acts as torque of the direction which carries out the emasculation of the revolution of a car to a center of gravity C. Therefore, if rear wheel 12RL is generated during revolution of a car and 12RR is made to generate damping force, the emasculation of the yaw rate gamma can be carried out.

[0028] then, in the system of this example, perform behavior presumption during revolution transit of a car, and when a car is judged to be a drift out inclination according to the presumed behavior Supply the suitable oil pressure for the foil cylinder of rear wheel 12RL and 12RR, and when a car is a spin inclination It is supposed by supplying the suitable oil pressure for the foil cylinder of front-wheel 12floor line by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket, or 12FR (fout is called hereafter) that stabilization of car behavior is attained.

[0029] as the criteria which judge whether the behavior of a car is stable in this example -- whenever [spin] -- whenever [SV and drift] -- DV -- the concept is introduced. Whenever [spin], SV is the degree of the oversteer inclination at the time of revolution, and DV is [whenever / drift] the degree of the understeer inclination at the time of revolution. Hereafter, the technique of asking for them is explained with reference to drawing 4.

[0030] Drawing 4 shows the equivalent two-flower vehicle model of a four-flower vehicle used in order to presume the behavior at the time of revolution of a car. Whenever [advance vectorial angle / of a center of gravity / on drawing 4 and as opposed to / as opposed to / beta / in C / the center of gravity of a car / whenever / car-body-speed / an axle in V] The slip angle of a front wheel and betar (a car-body slip angle is called hereafter) and betaf The slip angle of a rear wheel, In resultant force of the cornering force of rear wheel 12RL and 12RR, and delta, a steering angle and a show the distance of a front-wheel axle and a center of gravity C, and, as for the yaw rate whose gamma is a circumference of a center of gravity, and Ff, b shows [resultant force of the cornering force of front-wheel 12floor line and 12FR, and Fr] the distance of a rear wheel axle and a center of gravity C, respectively.

[0031] In the two-flower vehicle model shown in drawing 4, if car weight is set to m, the equation of motion showing in a degree type will be materialized on the Y-axis passing through a center of gravity C.

$$mV(d\beta/dt + \gamma) = F_f + F_r \dots (1)$$

The 1st above-mentioned term (mV and d beta/dt) of the left part in (1) type is the multiplication value of the acceleration (V- d beta/dt) of the advancing-side-by-side direction and car weight (m) which act on the center of gravity C of a car. Moreover, the 2nd term (mVgamma) of the left part in (1) type is a centrifugal force which acts on a car. Those total value turns into total value of the lateral force which acts on a car, and is balanced with Ff+Fr expressed to the right-hand side.

[0032] The longitudinal direction acceleration Gy which acts on a car that the total value of the lateral force which acts on a car is Ff+Fr can be expressed like a degree type.

$$G_y = (F_f + F_r) / m \dots (2)$$

If the above-mentioned (1) formula and (2) types are arranged, translational acceleration (V- d beta/dt) can be expressed like a degree type.

[0033]

$$V - d\beta/dt = G_y - V - \gamma \dots (3)$$

Therefore, rate of change of slip-angle beta of a car d beta/dt And slip-angle beta can be expressed as the following, respectively.

$$d\beta/dt = (G_y/V) - \gamma \dots (4) \quad \beta = \int \{(G_y/V) - \gamma\} dt \dots (5)$$

The parameters Gy, V, and gamma used by the above-mentioned (4) formula and (5) formulas can be surveyed by the horizontal G sensor 36, the wheel speed sensor 30, and the yaw rate sensor 38, respectively. Therefore, according to the system of this example, they are slip-angle [of a car] beta, and

its rate of change. $d\beta/dt$ It can calculate correctly.

[0034] By the way, slip-angle β of a car is a parameter used as such a big value that the swing speed of a car is high-speed. Therefore, the thing whose car behavior is a spin inclination and to judge can be performed, so that the value is large. Moreover, rate of change of slip-angle β $d\beta/dt$ In case the swing speed of a car increases rapidly, it is a parameter used as a big value. Therefore, it can be judged that a car is in a spin inclination, so that the value is large. Then, it sets to this example and is SV whenever [spin] A constant k_1 and k_2 It used and the definition is given like a degree type.

[0035]

$SV = k_1 \cdot \beta + k_2 \cdot d\beta/dt$... (6)

On the other hand, DV is defined based on the yaw rate γ whenever [drift]. That is, when the car is circling to stability in the state of a neutral steer, in the circumference of a center of gravity C, the yaw rate γ according to the steering angle δ and the vehicle speed V occurs. Therefore, to the yaw rate the real yaw rate γ measured by the yaw rate sensor 38 is assumed to be from the steering angle δ and the vehicle speed V, when small, it can be judged that car behavior is a drift inclination. Then, target yaw rate γ_0 determined by the relation between the steering angle δ and the vehicle speed V in this example Deflection $\delta\gamma$ and a constant k_3 with the real yaw rate γ which actually acts on a car It used and DV is defined whenever [drift] like a degree type.

[0036]

$DV = k_3 \cdot \delta\gamma$... (7)

In this example, ECU10 calculates [whenever / spin] DV whenever [SV and drift] according to the above-mentioned technique, is controlling the damping force of each wheel based on the result of an operation, and is attaining stabilization of the car behavior at the time of revolution transit. Drawing 5 and drawing 6 show an example of the flow chart of the damping force control routine which ECU10 performs that this function should be realized.

[0037] If this routine is started as shown in drawing 5, in step 100, the various parameters needed for activation of this routine will be read first. Specifically, the lateral acceleration G_y which acts on a car and the yaw rate γ , the rate V of a car, and the steering angle δ are read.

[0038] The above-mentioned (4) formula is followed at step 102, and it is the rate of change of car-body slip-angle β . $d\beta/dt = (G_y/V) - \gamma$ calculates. Moreover, in step 104, car-body slip-angle $\beta = \int \{(G_y/V) - \gamma\} dt$ calculates by integrating with the operation value of the above-mentioned step 102 according to the above-mentioned (5) formula. And they are $SV = k_1 \cdot \beta + k_2 \cdot d\beta/dt$ whenever [spin] by assigning those operation values to the above-mentioned (6) formula in step 106. It calculates.

[0039] At step 108, processing which asks for the vehicle speed V and the target yaw rate γ_0 corresponding to the steering angle δ is performed. In ECU10, it is the target yaw rate γ_0 by the relation between V and δ . It is γ_0 by memorizing the defined map and searching the map with this step. It calculates. Next, target yaw rate γ_0 for which it asked like the above at step 110 Deflection $\delta\gamma = \gamma_0 - \gamma$ with the real yaw rate γ read at the above-mentioned step 100 calculates. And in step 112, $DV = k_3 \cdot \delta\gamma$ calculate whenever [drift] by substituting $\delta\gamma$ for the above-mentioned (7) formula.

[0040] If DV is calculated [whenever / spin / of a car] whenever [SV and drift] like ****, based on those values, damping force control for stabilizing the car behavior at the time of revolution transit will be performed. Namely, target slip ratio S_{0f} which should be realized at step 114 supposing the case where a car is a spin inclination, by the front wheel f_{out} by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket Based on SV, it calculates whenever [spin].

[0041] Like ****, the damping force which the front wheel f_{out} by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket generates acts on a car as torque which controls the yaw rate γ . Therefore, if the front wheel f_{out} by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is made to generate the damping force according to SV whenever [spin], the spin inclination of a car can be controlled appropriately.

[0042] By the way, in the time of braking, the damping force according to the slip ratio of the wheel

occurs for a wheel. That is, the damping force of a wheel is generated when a slip arises on a tire and a road surface with the braking torque which acts on a wheel. And the damping force shows maximum with slip ratio (marginal slip ratio is called hereafter) predetermined [according to the property of a tire], and serves as a value mostly proportional to slip ratio in the field below marginal slip ratio. Therefore, when performing damping force control, the grip condition of a wheel can always be maintained proper by controlling brake oil pressure so that slip ratio does not exceed marginal slip ratio. Moreover, in the field in which slip ratio does not exceed marginal slip ratio, the damping force generated between a tire and a road surface is controllable by controlling brake oil pressure so that slip ratio serves as desired value with a sufficient precision.

[0043] For this reason, in this example, it is supposed that the damping force of each wheel is controlled based on the slip ratio of each wheel. At step 114, target slip ratio $S0_{fout}$ which should be realized by the front wheel f_{out} by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is computed by the above-mentioned reason based on SV whenever [spin].

[0044] It is target slip ratio $S0_{fout}$ by specifically searching with SV the map shown in drawing 7 whenever [spin] at the above-mentioned step 114. It is computed. A target slip ratio map since SV may be computed with a small value whenever [spin] even if a car is stable revolution running is the predetermined value SV 0. Let the following fields be neutral zones. Moreover, target slip ratio $S0_{fout}$ exceeding the marginal slip ratio of a tire In order to prevent being computed, a target slip ratio map is the predetermined value SV 1. In the above field, it is target slip ratio $S0_{fout}$. It is set up so that it may be saturated.

[0045] the map shown in drawing 6 -- following -- target slip ratio $S0_{fout}$ a size suitable in the field of $SV0 < SV$ when it is set up and the slip ratio is realized by the front wheel f_{out} by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket for the direction which controls the spin inclination according to the degree of the spin inclination of a car -- **** thing damping force will be generated.

[0046] Moreover, at step 116, target slip ratio $S0_{rout}$ which should be realized by rear wheel 12RL by the side of rear wheel 12RL or 12RR(s) (rout is called hereafter), and the revolution inner ring of spiral wound gasket by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket or 12RR(s) (rin is called hereafter), and $S0_{rin}$ calculate based on DV supposing the case where a car is a drift inclination, whenever [drift]. Like ****, the damping force which rear wheel 12RL and 12RR generate acts on a car as force of increasing the centripetal force of a car at the time of revolution transit. Therefore, the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket and the rear wheel rin by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket If each is made to generate the damping force according to DV whenever [drift], the drift inclination of a car can be controlled appropriately.

[0047] Target slip ratio $S0_{rout}$ which should be realized at this step 116 with the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket The map shown in drawing 8 is followed, and it is the rear wheel rin by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket. Target slip ratio $S0_{rin}$ which should be realized calculates according to the map shown in drawing 9, respectively. The map shown in drawing 8 and drawing 9 is $DV \leq DV0$ by the same reason as the map shown in above-mentioned drawing 7. While the field is set up as a neutral zone, in the field of $DV1 < DV$, it is set up so that target slip ratio $S0_{rout}$ and $S0_{rin}$ may be saturated.

[0048] According to these maps, target slip ratio $S0_{rout}$ and $S0_{rin}$ are set up, and they are the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket, and the rear wheel rin by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket. When the slip ratio is realized, respectively, in the field of $DV0 < DV$, the damping force of the suitable magnitude for the direction which controls the drift inclination will be generated according to the degree of the drift inclination of a car.

[0049] When the above-mentioned processing is completed, in step 118, the revolution direction of a car is specified next. The yaw rate sensor 38 outputs the yaw rate signal with which signs differ according to the revolution direction of a car. At this step, the revolution direction of a car is specified based on the sign. Thus, specification of the revolution direction determines a revolution outer ring of spiral wound gasket and a revolution inner ring of spiral wound gasket based on the result.

[0050] If processing of step 118 is completed, processing of step 120 shown in drawing 6 below will be

performed. At step 120, the presumed car body speed V calculates based on the output signal of the wheel speed sensor 30. Like ****, in the system of this example, generate the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket, and the rear wheel rout on either side at the time of revolution transit of a car, rin is made to generate damping force, and stabilization of car behavior is attained. Therefore, wheel speed VW of the front wheel fout by the side of these revolution outer ring of spiral wound gasket, and the rear wheels rout and rin on either side Some differences occur between whenever [car-body-speed]. On the other hand, front-wheel 12floor line or 12FR (fin is called hereafter) by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket does not emit damping force. Therefore, front wheel fin by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket Wheel speed VW It always becomes car body speed and the corresponding value. For this reason, at step 120, it is the front wheel fin by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket. Wheel speed $VWFL$ Or $VWFR$ The presumed car body speed V calculates on a radical.

[0051] If the above-mentioned processing is finished, it will be distinguished whether next in step 122, target slip ratio $S0fout > 0$ set up to the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is materialized. The slip inclination of a car is strong, and when SV is detected whenever [slip / with which a predetermined value ($SV0$ shown in drawing 7) is exceeded], the conditions of this step are satisfied. In this case, processing of step 124 is performed henceforth. On the other hand, the slip inclination of a car is weak, and when SV does not fulfill a predetermined value, the conditions of this step become abortive. In this case, steps 124 and 126 are jumped henceforth and processing of step 128 is performed.

[0052] At step 124, it is theoretical wheel speed $V0fout$ of the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket. It calculates. Theoretical wheel speed $V0fout$ When the car is carrying out revolution transit by the presumed wheel speed V , it is the wheel speed presumed to generate for the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket, and calculates based on the presumed wheel speed V . In addition, it is this wheel speed $V0fout$ to the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket. When having generated, the slip ratio of the wheel is set to "0."

[0053] If the above-mentioned processing is finished, in step 126, processing for controlling the damping force of a front wheel fout will be performed next. Based on theoretical wheel speed $V0fout$ and the actual wheel speed $Vfout$, slip ratio $Sfout = (1 - V0fout/Vfout) \times 100$ of the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket calculate concrete first. Subsequently, the slip ratio $Sfout$ is target slip ratio $S0fout$. The brake oil pressure supplied to the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is controlled in agreement. If this control is performed, at the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket, it is target slip ratio $S0fout$. The braking condition by which it is accompanied is realized.

[0054] If processing of step 126 is completed, it will be distinguished whether next in step 128, target slip ratio $S0rout > 0$ set up to the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is materialized. The drift inclination of a car is strong, and when DV is detected whenever [exceeding a predetermined value ($DV0$ shown in drawing 8) / drift], the conditions of this step are satisfied. In this case, processing of step 130 is performed henceforth. On the other hand, the drift inclination of a car is weak, and when DV does not fulfill a predetermined value, the conditions of this step become abortive. In this case, steps 130 and 132 are jumped henceforth and processing of step 134 is performed.

[0055] At step 130, it is theoretical wheel speed $V0rout$ of the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket. It calculates. Theoretical wheel speed $V0rout$ When the car is carrying out revolution transit by the presumed wheel speed V , it is the wheel speed presumed to generate in the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket, and calculates based on the presumed wheel speed V . In addition, it is this wheel speed $V0rout$ to the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket. When having generated, the slip ratio of the wheel is set to "0."

[0056] If the above-mentioned processing is finished, in step 132, processing for controlling the

damping force of a rear wheel rout will be performed next. Based on theoretical wheel speed V_{0rout} and the actual wheel speed V_{rout} , slip ratio $S_{rout} = (1 - V_{0rout}/V_{rout}) \times 100$ of the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket calculate concrete first. Subsequently, the slip ratio S_{rout} is target slip ratio S_{0fout} . The brake oil pressure supplied to the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is controlled in agreement. If this control is performed, with the rear wheel rout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket, it is target slip ratio S_{0rout} . The braking condition by which it is accompanied is realized.

[0057] If processing of step 132 is completed, next it progresses to step 134 and is the rear wheel rin by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket. Target slip ratio S_{0rin} set up by receiving It is distinguished whether 0 is materialized or not. Consequently, when the above-mentioned conditions are abortive, steps 136 and 138 are jumped and this routine is ended. On the other hand, when the conditions which become target slip ratio $S_{0rin} > 0$ are satisfied, in steps 136 and 138, the same processing as the above-mentioned steps 130 and 132 is performed henceforth, and it is the rear wheel rin by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket. The braking condition accompanied by target slip ratio S_{0rin} is realized.

[0058] When the routine shown in drawing 5 and drawing 6 by ECU10 like **** is performed and a car is a spin inclination, the suitable damping force for the front wheel fout by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket is generated, and the spin inclination of a car is controlled. On the other hand, when a car is a drift inclination, they are the rear wheels rout and rin on either side. Suitable damping force is generated and the drift inclination of a car is controlled. Therefore, in the car carrying the system of this example, the car behavior stabilized during revolution transit is realizable.

[0059] By the way, damping force control mentioned above is performed that a stationary circle revolution condition, i.e., the condition that a front wheel and a rear wheel generate the cornering force of a proper ratio, should be realized, when the revolution behavior of a car destabilizes. Therefore, even if the superfluous steering angle delta is given to a steering wheel, and though the steering angle delta is returned unfairly, as for a car, it is going to maintain a stationary circle revolution condition. For this reason, change of the steering angle delta will be in the condition of being hard to be reflected in car behavior, during activation of damping force control. Thus, in order to make it circle in a car in the stable condition, the superfluous real steering angle delta is generated to the ideal steering angle originally needed, or under the situation that change of the steering angle delta is hard to be reflected in car behavior, unnecessary steering steering made to run short of the real steering angles delta is easy to be performed.

[0060] And when for example, car behavior is stable, namely, is judged that both DV was controlled [whenever / spin] whenever [SV and drift] below at the predetermined value and damping force control is ended under the situation that deflection has arisen between the ideal steering angle and the real steering angle, or when a road surface mu changes, car behavior tends to become unstable like ****.

[0061] for this reason, ideal steering angle delta* corresponding to the run state of a car to under activation of damping-force control in the system of this example presuming -- a real steering angle delta -- ideal steering angle delta* in a field mostly in agreement, the big steering auxiliary force is generated to PS equipment 40 -- making -- the real steering angle delta -- ideal steering angle delta* from -- it is carrying out to decreasing the steering auxiliary force of PS equipment 40, so that it estranges. ideal steering angle [after activation of damping force control was started according to this configuration] delta* from -- in order to realize the steering angle delta estranged greatly, it is necessary to input big steering torque into the steering foil 32. For this reason, according to the system of this example, it can prevent effectively the steering angle delta cutting superfluously during activation of damping force control, and it being carried out increase or being returned.

[0062] Theoretical steering angle delta* corresponding to the run state of a car to the inside of the contents of concrete processing for realizing the above-mentioned function hereafter, i.e., activation of damping force control, The contents of processing and its theoretical steering angle delta* for asking The contents of processing for being based and changing the property of PS equipment 40 are explained.

[0063] As shown in the car model shown in above-mentioned drawing 4, the relation which the cornering force of a front wheel shows in a degree type at the time of stationary circle revolution of a car supposing the axle of F_r and a front wheel and distance with a center of gravity C are [the axle of a and a rear wheel and distance with a center of gravity C] b for the cornering force of F_f and a rear wheel is materialized. In addition, since damping force control is performed that a stationary circle revolution condition should be realized like ****, it is presumed that the relation shown in following the (8) type is materialized during activation of the control.

[0064]

$F_f:F_r=b:a \dots (8)$

By the way, for the cornering force generated for a wheel, slip-angle β of the wheel is the marginal slip angle β_0 . In proportion to slip-angle β , it increases mostly until it reaches. If the proportionality constant is called a cornering power and the cornering power of C_f and a rear wheel is set to C_r for the cornering power of a front wheel, $F_f=C_f\beta$ and $F_r=C_r\beta_r$ will be materialized.

[0065] While a car generates the yaw rate γ in the circumference of a center of gravity C like the car model shown in above-mentioned drawing 4, when circling, it is the velocity vector V_f of a front wheel. It can be grasped as the synthetic vector of the vector of magnitude $a\gamma$ which goes to the method of the inside of revolution, and the vector of the vehicle speed V . Moreover, velocity vector V_r of a rear wheel It can be grasped as the synthetic vector of the vector of magnitude $b\gamma$ which goes to the method of the outside of revolution, and the vector of the vehicle speed V .

[0066] In this case, the angle which the direction of the vehicle speed V and the travelling direction of a front wheel make, and the angle which the direction of the vehicle speed V and the travelling direction of a rear wheel make can be expressed as " $a\gamma/V$ " and " $b\gamma/V$ ", respectively. Therefore, using the steering angle δ of a front wheel, and car-body slip-angle β , slip-angle β_f of a front wheel and slip-angle β_r of a rear wheel can be expressed, respectively, as shown in a degree type (9) and (10).

[0067]

$\beta_f = \beta + a\gamma/V - \delta \dots (9) \quad \beta_r = \beta - b\gamma/V \dots (10)$

Therefore, the cornering force F_f of a front wheel and the cornering force F_r of a rear wheel can be expressed, respectively, as shown in a degree type (11) and (12).

[0068]

$F_f = C_f(\beta + a\gamma/V - \delta) \dots (11) \quad F_r = C_r(\beta - b\gamma/V) \dots (12)$

If the above-mentioned (11) formula and (12) types are applied to the relation of the above-mentioned (8) formula, the relational expression of a degree type (13) will be materialized. Moreover, if a formula (13) is solved about δ , a degree type (14) will be obtained.

[0069]

$aC_f(\beta + a\gamma/V - \delta) = bC_r(\beta - b\gamma/V) \dots (13) \quad \delta = \{a + (C_r/C_f) - (b^2/a)\} \gamma/V + \{1 - (C_r/C_f) \text{ and } (b/a)\} \beta \dots (14)$

δ shown in the above-mentioned (14) formula is a steering angle which fulfills the conditions for realizing a stationary circle revolution condition. Therefore, if the steering angle δ which fills the relation of the above-mentioned (14) formula is realized after damping force control is started and a car is controlled by the stationary circle revolution condition, whether damping force control is suspended after that or it changes a road surface μ , a stationary circle revolution condition is maintainable [as for a car]. For this reason, it is δ which fills the relation of the above-mentioned (14) formula in this example Theoretical steering angle δ^* under revolution transit It uses by carrying out.

[0070] Drawing 10 is ideal steering angle δ^* . Drawing which expressed relation with the real steering angle δ on the two-dimensional coordinate is shown. For the $\delta^* = \delta$ straight line shown in drawing 10, the real steering angle δ is ideal steering angle δ^* . When in agreement, the ideal condition realized is expressed. Moreover, the field of a δ in 1st quadrant $*$ $= \delta$ straight-line lower part and the field of the δ in 3rd quadrant $*$ $= \delta$ straight-line upper part among drawing 10. The field which is insufficient of the real steering angles δ the field of the δ in 1st quadrant $*$

=delta straight-line upper part, and the field of a delta in 3rd quadrant * =delta straight-line lower part
 For the real steering angle delta, the 2nd quadrant and the 4th quadrant are a superfluous field The steering direction and ideal steering angle delta* The field which the direction has reversed, i.e., a counter steer field, is expressed, respectively.

[0071] In drawing 10, the field where $\Delta^* = \Delta$ is materialized, i.e., an ideal field, is a field where $\Delta/\Delta^* = 1$ is materialized. Moreover, the superfluous field shown in drawing 10 is a field where $\Delta/\Delta^* > 1$ is materialized. Furthermore, the insufficient field and counter steer field which are shown in drawing 10 are a field where $\Delta/\Delta^* < 1$ is materialized. Therefore, they are the real steering angle delta and ideal steering angle delta* during activation of damping force control. It asks, and if they judge whether it has agreed on which conditions of $\Delta/\Delta^* = 1$, $\Delta/\Delta^* > 1$, and $\Delta/\Delta^* < 1$, the excess-and-deficiency condition of a steering angle can be judged.

[0072] In addition, in this example, in order to make next processing easy, it is supposed that the characteristic value which is expressed with a degree type and which it degree K Comes to cut too much is introduced, and the excess and deficiency of a steering angle will be judged.

$K = (\Delta/\Delta^*) - 1 \dots (15)$

Namely, according to Degree K, in an ideal field, $K < 1$ is materialized in $K > 1$, an insufficient field, and a counter steer field in $K = 0$ and a superfluous field by cutting too much. Therefore, when K is used whenever [end past], according to any shall be materialized between $K = 0$, $K > 1$, and $K < 1$, the excess and deficiency of a steering angle can be judged more easily.

[0073] Drawing 11 is ideal steering angle delta* during activation of damping force control. It computes and is the real steering angle delta Theoretical steering angle delta* In order make consistency have and to change the rate of assistance of PS equipment 40, the flow chart of an example of the control routine which ECU10 performs is shown. Starting of the routine shown in drawing 11 distinguishes first whether damping force control is performed in which wheel in step 200. Consequently, when it is judged that damping force control is not performed about which wheel, either, it judges that it is not necessary to perform special processing at all, and this processing is ended as it is. On the other hand, when damping force control was performed in which wheel and it is distinguished, it progresses to step 202 that a suitable steering property should be realized.

[0074] At step 202, various parameters required for activation of this routine are read. The real steering angle delta detected by car-body slip-angle beta calculated by processing of step 104 shown in the yaw rate gamma detected by whenever [presumed car-body-speed / which was specifically calculated by processing of step 120 shown in above-mentioned drawing 6 / V], and the yaw rate sensor 38 and above-mentioned drawing 5 and the steering angle sensor 34 is read.

[0075] After reading of the various parameters mentioned above is completed, it is ideal steering angle delta* by next substituting for the above-mentioned (14) formula V, gamma, and beta which were read at the above-mentioned step 202 in step 204. It is computed. Subsequently, it is the ideal steering angle delta* at step 206. The real steering angle delta read at the above-mentioned step 202 is substituted for the above-mentioned (15) formula, it cuts too much, and Degree K is computed.

[0076] Henceforth, in step 208, after the rate of assistance of the control force which should be realized to K is set up, this routine is ended. ECU10 has memorized the map which specified the magnitude of the rate of assistance which cuts too much and should be realized to Degree K. The rate of assistance is set up by searching the map with this step.

[0077] Drawing 12 shows an example of the rate map of assistance which ECU10 memorizes. The real steering angle delta as shown in drawing 12, when K is "0" whenever [end past] in this example is theoretical steering angle delta*. The rate of assistance decreases, so that the rate of assistance is set as peak value "1" and K estranges from "0" (i.e., so that the deflection of the real steering angle delta and theoretical steering angle delta* becomes large), when in agreement.

[0078] ECU10 supplies the driving signal according to the rate of assistance set up like the above to the variable aperture 60 of PS equipment 40. Consequently, the oil pressure corresponding to the rate of assistance set up at the above-mentioned step 208 is led to the oil pressure reaction force room of a valve mechanism 44, and the steering property corresponding to the set-up rate of assistance is realized in PS

equipment 40.

[0079] When the rate of assistance of PS equipment 40 is set up like ****, an operator is the real steering angle delta and theoretical steering angle delta*. In case correction steering of the direction where deflection becomes small is performed, the assistant force becomes high gradually. Therefore, correction steering of this direction can be performed easily. On the other hand, an operator is the real steering angle delta and theoretical steering angle delta*. In case correction steering of the direction where deflection becomes large is performed, in order for the assistant force to become low gradually and to continue correction steering, big steering torque is needed. Therefore, unnecessary correction steering which goes in this direction is prevented effectively.

[0080] thus, the steering [according to the system of this example] angle delta under activation of damping force control -- theoretical steering angle delta* it has consistency -- having -- easy -- and theoretical steering angle delta* from -- it is hard to estrange. For this reason, according to the system of this example, car behavior including the halt [of damping force control] and change order of a road surface mu etc. is maintainable in the condition of having been stabilized.

[0081] By the way, in the above-mentioned example, although the twist rigidity of a valve mechanism is changed and a desired steering property is acquired by controlling the oil pressure led to an oil pressure reaction force room, the technique of changing a steering property is not limited to this. Drawing 13 and drawing 14 show other examples of the device in which a steering property is changed. In addition, in drawing 13 and drawing 14, about the same part as the component shown in above-mentioned drawing 2, the same sign is attached and the explanation is omitted.

[0082] Drawing 13 shows the 2nd example of suitable PS equipment for the system of this example. PS equipment shown in drawing 13 is PS equipment of flow rate controlling expression to which a steering property is changed by changing the oil quantity which circulates diaphragm device 44a. PS equipment of this example is equipped only with the variable aperture 64 prepared in the middle of the oil pressure path 62 and the oil pressure path 62 as a device in which a steering property is changed.

[0083] When the opening area of a variable aperture 64 is large, the oil which flowed out of the oil pump 48 flows into the reservoir tank 50 through the oil pressure path 62 so much. In this case, when it is twisted to diaphragm device 44a and torque acts, it is hard to produce the differential pressure of 1st oil pressure room 52a of a power cylinder 52, and 2nd oil pressure room 52b, and the low steering property of the rate of assistance is realized in PS equipment.

[0084] On the other hand, when the opening area of a variable aperture 64 is small, the oil which flowed out of the oil pump 48 flows into the reservoir tank 50 through the oil pressure path 62 so much. In this case, when it is twisted to diaphragm device 44a and torque acts, it is easy to produce the differential pressure of 1st oil pressure room 52a of a power cylinder 52, and 2nd oil pressure room 52b, and the high steering property of the rate of assistance is realized in PS equipment.

[0085] Thus, according to PS equipment shown in drawing 13, the rate of assistance can be made to increase by reducing the rate of assistance and making opening area of a variable aperture 64 small by enlarging opening area of a variable aperture 64. Therefore, the same function as the PS equipment 40 shown in above-mentioned drawing 2 is realizable with PS equipment shown in drawing 13.

[0086] Drawing 14 shows the 3rd example of suitable PS equipment for the system of this example. PS equipment shown in drawing 14 is PS equipment to which a steering property is changed by changing the oil quantity which flows out of the oil quantity and the power cylinder 52 which flow into a power cylinder 52. PS equipment of this example equips the oil pressure paths 54a and 54b with variable apertures 66 and 68 as a device in which a steering property is changed, respectively.

[0087] When the opening area of variable apertures 66 and 68 is large, the oil quantity which flows into a power cylinder 52 when differential pressure arises among the oil pressure paths 54a and 54b, and flows out of a power cylinder 52 becomes comparatively abundant. In this case, when it is twisted to diaphragm device 44a and torque acts, it is easy to produce the differential pressure of 1st oil pressure room 52a of a power cylinder 52, and 2nd oil pressure room 52b, and the high steering property of the rate of assistance is realized in PS equipment.

[0088] On the other hand, when the opening area of variable apertures 66 and 68 is small, the oil

quantity which flows into a power cylinder 52 when differential pressure arises among the oil pressure paths 54a and 54b, and flows out of a power cylinder 52 becomes comparatively little. In this case, when it is twisted to diaphragm device 44a and torque acts, it is hard to produce the differential pressure of 1st oil pressure room 52a of a power cylinder 52, and 2nd oil pressure room 52b, and the low steering property of the rate of assistance is realized in PS equipment.

[0089] Thus, according to PS equipment shown in drawing 14, the rate of assistance can be made to increase by reducing the rate of assistance and making small opening area of variable apertures 66 and 68 by enlarging opening area of variable apertures 66 and 68. Therefore, the same function as the PS equipment 40 shown in above-mentioned drawing 2 is realizable with PS equipment shown in drawing 14.

[0090] In addition, in the example mentioned above, it is equivalent to the steering angle detection means which the steering angle sensor 34 described above. Moreover, the steering property modification means which the ideal steering angle detection means described above when ECU10 performed processing of the above-mentioned step 204 described above when ECU10 performed processing of the above-mentioned step 208 and PS equipment realized the steering property according to the rate of assistance is realized, respectively.

[0091] By the way, in the example mentioned above, although the ideal steering angle under activation of damping force control is used as the steering angle which realizes a stable revolution condition, it is also possible to set up the steering angle which should be realized in order that this invention may run the transit root which is not limited to this and planned as an ideal steering angle. This function can detect a self-vehicle location using the navigation system which used GPS, and can read the lane data prolonged ahead [car] from map data, and the function of an ideal steering angle detection means can be realized by calculating the optimal steering angle, when running the lane top by the stable behavior.

[0092]

[Effect of the Invention] According to this invention, like ****, it becomes easy to adjust the real steering angle under activation of damping force control on the ideal steering square over the run state of a car. When the real steering angle and the ideal steering angle had consistency and damping force control is suspended, or when a road surface μ changes during activation of damping force control, car behavior does not change suddenly. For this reason, according to the behavior control unit of the car concerning this invention, when the contribution to the car behavior of the cornering force of a steering wheel changes, car behavior can be maintained to stability.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] In the behavior control unit of the car which controls the damping force of each wheel and attains stabilization of car behavior at the time of transit of a car So that the deflection of a steering angle detection means to detect a steering angle, an ideal steering angle detection means to search for the steering angle of the ideal under damping force control, the real steering angle under damping force control, and an ideal steering angle may become small The behavior control unit of the car characterized by having a steering property modification means to change the property of a steering gear style.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the system configuration Fig. of one example of this invention.

[Drawing 2] It is the system configuration Fig. of an example of the power-steering equipment used in the one example of this invention.

[Drawing 3] It is drawing which expressed the car under anticlockwise rotation with plane view.

[Drawing 4] It is drawing showing the two-flower model used for the behavioral analysis of a car.

[Drawing 5] It is the flow chart (the 1) of an example of the damping force control routine performed in one example of this invention.

[Drawing 6] It is the flow chart (the 2) of an example of the damping force control routine performed in one example of this invention.

[Drawing 7] It is the 1st example of the map used for activation of a damping force control routine.

[Drawing 8] It is the 2nd example of the map used for activation of a damping force control routine.

[Drawing 9] It is the 3rd example of the map used for activation of a damping force control routine.

[Drawing 10] Ideal steering angle δ^* It is drawing which expressed relation with the real steering angle δ to the two-dimensional coordinate.

[Drawing 11] It is the flow chart of an example of the steering property configuration routine performed in one example of this invention.

[Drawing 12] It is an example of the map used for activation of a steering property configuration routine.

[Drawing 13] It is the system configuration Fig. of the second example of the power-steering equipment used in the one example of this invention.

[Drawing 14] It is the system configuration Fig. of the third example of the power-steering equipment used in the one example of this invention.

[Description of Notations]

10 Electronic Control Unit (ECU)

12 (12floor line, 12FR, 12RL, 12RR) Wheel

14 (14floor line, 14FR, 14RL, 14RR) Hydraulic control valve

20 Hydraulic-Power-Unit Diverter Valve

30 (30floor line, 30FR, 30RL, 30RR) Wheel speed sensor

32 Steering Foil

34 Steering Angle Sensor

36 Lateral Acceleration Sensor

38 Yaw Rate Sensor

40 Power-Steering Equipment (PS Equipment)

44 Valve Mechanism

44a Drawing device

60, 64, 66, 68 Variable aperture

[Translation done.]